

**Desenvolvimento em *LabVIEW* 8.20 de uma aplicação de controlo
de um sistema de ensaios biaxial**

Diego Neves de Sá

Dissertação do MIEM

Orientadores:

Prof. Manuel Rodrigues Quintas
Prof. António José Coelho Dias Arêde



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Fevereiro 2008

Resumo

No âmbito da actividade experimental desenvolvida no Laboratório de Engenharia Sísmica e Estrutural (LESE) do Departamento de Engenharia Civil da FEUP, apresenta-se neste trabalho, um estudo sobre a nova configuração biaxial pretendida para um sistema de ensaios de pilares em betão armado. De acordo com a solução tecnológica já implementada, foi desenvolvido um modelo matemático do respectivo sistema hidráulico, tendo em conta as suas componentes principais: fonte de potência hidráulica, elemento modulador de potência e actuadores hidráulicos. O modelo desenvolvido serviu de apoio à análise das características comportamentais do sistema hidráulico com vista à nova configuração biaxial pretendida. Além disso, é também feita uma análise à cinemática do sistema de ensaios, tendo-se chegado a algumas considerações importantes a ter em conta na implementação da configuração pretendida.

Tendo em conta o novo tipo de trajectórias a solicitar aos pilares, foi desenvolvida uma nova aplicação, em *LabVIEW*, de controlo e monitorização dos ensaios que garante o sincronismo entre os dois actuadores. Essa aplicação implementa a interface gráfica com o utilizador juntamente com os processos de geração de trajectórias 2D e de controlo dos dois eixos electro-hidráulicos para seguimento de trajectórias.

Development in *LabVIEW* 8.20 of a control application of a biaxial testing system

Abstract

Under the experimental activity developed at the “Laboratório de Engenharia Sísmica e Estrutural (LESE)” at Civil Engineering Department at FEUP, is presented, in this work, a study about the new pretended biaxial configuration of a reinforced concrete pillars testing system. Regarding the technologic solution already implemented, a mathematical model of its hydraulics was developed, considering the following main parts: hydraulic power source, power modulator element and hydraulic actuators. The developed model was useful to analyse the behavioural characteristics of the hydraulic system for the new biaxial configuration. It was also made a kinematic study of the testing system, which allowed reaching some important considerations about the implementation of the new configuration.

Concerning the new type of trajectories that must be imposed to the pillars, a new control and monitoring application was developed in *LabVIEW*, which enables the synchronization of two actuators. That application implements a user graphic interface and also the processes of 2D trajectory generation and tracking control of both electro-hydraulic axes.

Agradecimentos

Aos professores Manuel Rodrigues Quintas e António José Coelho Dias Arêde, meus orientadores, pelo estímulo dado ao longo do meu trabalho que me ajudou a superar algumas contrariedades, e pela ajuda e paciência demonstradas.

Ao Sr. Valdemar e ao André, pelas montagens realizadas no sistema de ensaios e pelo bom ambiente proporcionado.

Ao LESE em geral, por me ter dado a oportunidade de realizar este trabalho, o qual me permitiu a adquirir conhecimentos importantes para o meu futuro.

Índice de conteúdos

1	INTRODUÇÃO GERAL	1
2	OBJECTIVOS	5
3	SISTEMA DE ENSAIOS DO LESE	7
3.1	INTRODUÇÃO	7
3.2	ACTIVIDADE EXPERIMENTAL	7
3.3	SOLUÇÃO TECNOLÓGICA	9
3.4	DESCRIÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO	10
3.5	DESCRIÇÃO DO SUPORTE INFORMÁTICO	15
4	MODELAÇÃO MATEMÁTICA DO SISTEMA DE ENSAIOS.....	17
4.1	INTRODUÇÃO	17
4.2	MODELAÇÃO DA FONTE DE POTÊNCIA	18
4.3	MODELAÇÃO DA SERVO-DISTRIBUIDORA	19
4.3.1	Escoamento turbulento	20
4.3.2	Comportamentos dinâmico e estático da servo-distribuidora.....	23
4.4	MODELAÇÃO DO ACTUADOR HIDRÁULICO	30
4.4.1	Força de atrito.....	33
4.5	MODELO GLOBAL.....	35
4.5.1	Modelo não linear.....	35
4.5.2	Modelo linear	36
4.5.3	Obtenção dos parâmetros do modelo linear	42
4.6	COMPARAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS	47
5	ESTUDO COMPORTAMENTAL DO SISTEMA DE ENSAIOS	51
5.1	INTRODUÇÃO	51
5.2	CINEMÁTICA DO SISTEMA DE ENSAIOS	51
5.3	CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA HIDRÁULICO EM REGIME ESTABELECIDO.....	61
5.3.1	Avanço.....	63
5.3.2	Recuo.....	64

5.4	COMPORTAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO	67
6	ALGORITMO DE CONTROLO.....	73
6.1	INTRODUÇÃO.....	73
6.2	CONTROLO ROBUSTO DE ORDEM NÃO INTEIRA.....	73
6.2.1	Tipos de controladores CRONE	75
6.2.2	Controlador CRONE de fase constante	77
6.2.3	Função de transferência real do controlador	79
6.3	SÍNTESE DO CONTROLADOR	83
7	DESENVOLVIMENTO DA APLICAÇÃO DE CONTROLO DO SISTEMA DE ENSAIOS	93
7.1	INTRODUÇÃO.....	93
7.2	GERADOR DE TRAJECTÓRIAS.....	93
7.2.1	Trajectória rectilínea	94
7.2.2	Trajectória elíptica	96
7.2.3	Cálculo das referencias dos actuadores	99
7.3	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLO.....	101
7.4	APLICAÇÕES DISTRIBUÍDAS EM LABVIEW.....	102
7.4.1	Single-Process Shared Variable.....	103
7.4.2	Network-Published Shared Variable	105
7.4.3	Desempenho das Shared Variables.....	108
7.5	APLICAÇÃO GLOBAL DESENVOLVIDA	110
7.5.1	Aplicação host	110
7.5.2	Aplicação target	113
7.5.3	Protocolo de comunicação	119
7.6	TESTE EXPERIMENTAL.....	121
8	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	127
9	BIBLIOGRAFIA	129

Índice de figuras

Figura 1 – Ensaio uniaxial realizado no LESE.....	8
Figura 2 – Estrutura geral de um sistema electro-hidráulico.....	10
Figura 3 – Imagens do sistema de ensaios instalado no LESE.....	11
Figura 4 – Curvas características da válvula limitadora de pressão proporcional de comando eléctrico	12
Figura 5 – Fonte de potência que alimenta os actuadores horizontais do sistema de ensaios do LESE.....	12
Figura 6 – Curvas de ganho em caudal e ganho em pressão da servo-distribuidora fornecidas pelo fabricante	13
Figura 7 – Gráfico da resposta em frequência da servo-distribuidora.....	13
Figura 8 – Circuito hidráulico que alimenta os actuadores horizontais	14
Figura 9 – Controlador <i>PXI-8187</i>	15
Figura 10 – Controlador <i>PXI-8176</i>	16
Figura 11 – Modelo não linear do sistema electro-hidráulico implementado em <i>Matlab-Simulink</i>	17
Figura 12 – Escoamento através de uma restrição	20
Figura 13 – Modelo da servo-distribuidora	23
Figura 14 – Esquema do andar hidráulico da servo-distribuidora.....	24
Figura 15 – Resposta em frequência da servo-distribuidora	24
Figura 16 – Representação em ponte de Wheatstone da servo-distribuidora.....	25
Figura 17 – Evolução das pseudo-áreas em função do sinal de comando.....	28
Figura 18 – Montagens para a obtenção das características estáticas de meia ponte.....	29
Figura 19 – Ganho em pressão obtido pelo modelo da servo-distribuidora.....	29
Figura 20 – Ganho em caudal obtido pelo modelo da servo-distribuidora	30
Figura 21 – Caudal de fugas junto da posição central da gaveta, obtido pelo modelo da servo-distribuidora.....	30

Figura 22 – Câmara de volume variável	31
Figura 23 – Actuador hidráulico	32
Figura 24 – Modelo de LuGre implementado no modelo do actuador hidráulico.....	35
Figura 25 – Diagrama de blocos do modelo do sistema electro-hidráulico referente a um eixo	36
Figura 26 – Modelo global linear.....	40
Figura 27 – Modelo global linear simplificado.....	41
Figura 28 – Esquema para identificação do modelo não linear	42
Figura 29 – Rigidez de um actuador hidráulico	44
Figura 30 – Esquema para o cálculo da rigidez do actuador	44
Figura 31 – Evolução da rigidez nos actuadores 2 e 3.....	45
Figura 32 – Resposta do sistema no limite da estabilidade considerando o actuador 2 (em cima) e o actuador 3 (em baixo).....	46
Figura 33 – Trajectória imposta no eixo electro-hidráulico constituído pelo actuador 3	47
Figura 34 – Força de perturbação medida.....	48
Figura 35 – Resultados de posição obtidos com o sistema real e com o modelo não linear ...	48
Figura 36 – Evolução do sinais de comando obtidos com o sistema real e com o modelo não linear.....	49
Figura 37 – Esquema dos sistemas de apoio fixos do sistema de ensaios do LESE.....	52
Figura 38 – Aplicação de forças ao provete.....	52
Figura 39 – Variação da altura do provete devido à flexão	53
Figura 40 – Sistema mecânico de quatro barras	54
Figura 41 – Duas soluções possíveis mantendo o mesmo valor do ângulo θ	55
Figura 42 – Definição do ângulo γ	56
Figura 43 – Analogia do sistema de ensaios com um sistema de quatro barras	57
Figura 44 – Infinitude de configurações para um determinado comprimento dos actuadores	58
Figura 45 – Sistema com restrição mecânica de rotação do provete	59
Figura 46 – Sistema com grau de liberdade adicional	60

Figura 47 – Sistema de controlo em malha fechada.....	61
Figura 48 – Esquema genérico do sistema hidráulico uniaxial	62
Figura 49 – Resultados de simulação para a saturação do caudal do sistema usando o actuador 2 (em cima) e o actuador 3 (em baixo).....	70
Figura 50 – Saturação do caudal a uma pressão do sistema igual a 44.2 bar	71
Figura 51 – Evolução da posição da haste dos actuadores para uma pressão do sistema de 44.2 bar, uma força externa de 200 kN e sinal de comando de 10 V (0 m corresponde a meio curso)	72
Figura 52 – Possíveis evoluções da fase, em torno da frequência de cruzamento de ganho, do sistema a controlar	76
Figura 53 – Resposta em frequência do controlador CRONE de fase constante	78
Figura 54 – Resposta em frequência do controlador: a) resposta ideal; b) resposta real.	80
Figura 55 – Relação entre os parâmetros do controlador	81
Figura 56 – Diagrama de Bode do sistema virtual nominal controlado	85
Figura 57 – Resposta do sistema real com controlador PI	86
Figura 58 – Erro na resposta do sistema real com controlador PI.....	86
Figura 59 – Sinal de comando gerado pelo controlador PI implementado no sistema real	87
Figura 60 – Força perturbadora originada pela imposição da trajectória	87
Figura 61 – Diagrama de Bode do sistema virtual nominal	88
Figura 62 – Diagrama de Bode do controlador CRONE de fase constante	89
Figura 63 – Diagrama de Bode do sistema controlado com controlador CRONE.....	90
Figura 64 – Resposta obtida em simulação considerando o sistema com controlador CRONE	91
Figura 65 – Erro obtido na resposta do sistema simulado com controlador CRONE	91
Figura 66 – Sinal de comando obtido no sistema simulado com controlador CRONE	92
Figura 67 – Referenciais do sistema de ensaio.....	94
Figura 68 – Interpolação rectilínea.....	95
Figura 69 – Especificação da trajectória elíptica.....	97

Figura 70 – Interpolação elíptica	98
Figura 71 – Passagem do referencial S_I para o referencial S_0	99
Figura 72 – Aplicação global de controlo do sistema de ensaios	102
Figura 73 – Leitura e escrita de <i>shared variables</i>	103
Figura 74 – Funcionamento de uma <i>FIFO</i> associado a uma <i>single-process shared variable</i>	104
Figura 75 – Escrita e leitura de uma <i>FIFO</i> em vários nós	105
Figura 76 – Funcionamento de uma <i>FIFO</i> com a configuração <i>multi-element</i>	105
Figura 77 – Troca de dados através de <i>network-published shared variables</i>	106
Figura 78 – Funcionamento de uma <i>FIFO</i> associada a uma <i>network-published shared variable</i>	107
Figura 79 – Funcionamento dos <i>buffers</i> de uma <i>network-published shared variable</i>	107
Figura 80 – <i>Network-published shared variable</i> com <i>FIFO</i> e <i>buffers</i> em simultâneo.....	108
Figura 81 – Utilização ineficaz de uma <i>network-published shared variable</i>	108
Figura 82 – Arquitectura optimizada para a troca de dados	109
Figura 83 – Interface gráfica da aplicação <i>host</i>	110
Figura 84 – Configuração dos eixos para o ensaio	111
Figura 85 – Comandos para interagir com a fonte de potência hidráulica	111
Figura 86 – Interface gráfica para configuração das trajectórias. a) trajectória linear seleccionada; b) trajectória elíptica seleccionada.	112
Figura 87 – Informação das variáveis de ensaio da aplicação <i>target</i>	113
Figura 88 – Gráfico dos pontos interpolados pelo gerador de trajectórias	113
Figura 89 – <i>Frame</i> para rocedimento de configuração dos eixos	114
Figura 90 – Aplicação <i>target</i> : loop de maior prioridade.....	115
Figura 91 – Algoritmos do interpolador elíptico (esquerda) e do interpolador linear (direita)	115
Figura 92 – Algoritmo de passagem de referencial e cálculo das referências para os actuadores	116
Figura 93 – Leitura das posições do actuadores hidráulicos.....	116

Figura 94 – Algoritmo de controlo dos eixos	117
Figura 95 – Escrita dos sinais de comando nas saídas analógicas	117
Figura 96 – Aplicação <i>target</i> : loop de menor prioridade	118
Figura 97 – Esquema da sequência de execução da aplicação <i>target</i>	119
Figura 98 – Função <i>Format Into String</i> do <i>LabVIEW</i>	119
Figura 99 – Função <i>Scan From String</i> do <i>LabVIEW</i>	120
Figura 100 – Montagem realizada para teste da aplicação de controlo	121
Figura 101 – Modo de medição do ponto de seguimento das trajectórias	122
Figura 102 – Erro na medição no plano horizontal	122
Figura 103 – Erro na medição do plano vertical	123
Figura 104 – Medição de trajectórias 2D	124
Figura 105 – Referências dadas aos actuadores no teste experimental	124
Figura 106 – Erros de seguimento de trajectória obtidos no teste experimental	125
Figura 107 – Sinais de comando obtidos no teste experimental	125

Índice de tabelas

Tabela 1 – Actuadores hidráulicos do sistema de ensaios do LESE	11
Tabela 2 – Componentes do circuito hidráulico.....	14
Tabela 3 – Frequência natural dos actuadores hidráulicos a utilizar	41
Tabela 4 – Parâmetros do modelo linear simplificado do sistema considerando os dois actuadores	47
Tabela 5 – Actuadores hidráulicos usados no estudo do sistema de ensaios	67
Tabela 6 – Sinais de comando para saturação de caudal do sistema hidráulico.....	69
Tabela 7 – Protocolo de comunicação	120

1 Introdução geral

O trabalho apresentado neste relatório vem no seguimento do desenvolvimento que tem vindo a ser efectuado do Laboratório de Engenharia Sísmica e Estrutural (LESE), do Departamento de Engenharia Civil da FEUP. Este laboratório, instituído oficialmente em 2002, tem como principal objectivo o ensaio e estudo de estruturas com vista à análise do seu comportamento quando solicitadas por acções de carácter dinâmico, sísmico em particular, e estático. A sua actividade é caracterizada como tendo uma considerável componente de investigação, nomeadamente em processos de validação e calibração de modelos numéricos de comportamento de elementos estruturais. Além disso, os ensaios realizados permitem testar técnicas de construção e de reforço desses mesmos elementos.

Os pilares são os elementos estruturais mais estudados no LESE devido à importância que estes demonstram ter nas situações de ocorrência de sismos. São estes elementos estruturais que em última análise, asseguram a estabilidade de estruturas como edifícios ou pontes, durante ou após uma ocorrência sísmica. Os ensaios realizados aos pilares baseiam-se na imposição de flexão uniaxial de acordo com um perfil de deslocamentos pré-definido, juntamente com uma carga de compressão axial constante no topo dos mesmos. A análise dos resultados permite, não só, concluir aspectos importantes sobre o comportamento dos pilares, como também, a validação de modelos numéricos através da comparação com resultados obtidos em simulação.

Os ensaios deste tipo de elementos induzem esforços significativos nas infra-estruturas dedicadas para o efeito, o que leva a que todo o sistema de ensaio seja inerentemente robusto. Desta forma, a solução habitualmente adoptada neste tipo de aplicações recorre à tecnologia óleo-hidráulica, devido às suas características que a distingue de outras que aplicam outro tipo de força motriz. A grande disponibilidade de forças e potências instantâneas, quer em regimes estáticos quer em regimes dinâmicos, aliadas à grande robustez e ao facto de os componentes hidráulicos possuírem uma construção compacta, apresentam-se como vantagens notórias em relação às tecnologias eléctrica e pneumática, [Keller78]. Porém, a não linearidade dos fenómenos associados à solução óleo-hidráulica, assim como a grande complexidade tecnológica dos respectivos domínios da Física, podem complicar a implementação de um servo-sistema deste tipo.

Assim, a imposição dos deslocamentos nos pilares em estudo é efectuada através de um sistema electro-hidráulico, com controlo em malha fechada da posição do actuador

hidráulico. Este processo, feito com um controlador discreto dedicado, exige que o algoritmo de controlo seja implementado num ambiente de tempo-real de modo a garantir o determinismo necessário na imposição do sinal de comando. Tendo em conta que o algoritmo de controlo é apenas uma componente de uma aplicação global que faz a interface entre o sistema de ensaios e um utilizador, o escalonamento das tarefas, a realizar pelo controlador dedicado, deve ser feito de acordo com as respectivas prioridades. Desse modo, a solução de controlo e monitorização dos ensaios implementada, é baseada num controlador dedicado, com tecnologia *PXI*, da *National Instruments*. Estes controladores são habitualmente usados na indústria e não só, devido à sua robustez e fiabilidade em ambientes agressivos de funcionamento. Além disso, através do software de desenvolvimento *LabVIEW*, é possível criar a alto nível, aplicações de alto desempenho para realização de tarefas críticas, como sendo o caso de processos. Além disso, a plataforma *LabVIEW* tem apresentado ultimamente, soluções de desenvolvimento de aplicações distribuídas que facilitam a comunicação entre as várias partes.

Pretende-se com este trabalho, estudar a nova configuração pretendida para o sistema de ensaios do LESE e desenvolver uma aplicação global de controlo que dê resposta às novas especificações. A nova configuração tem como objectivo a realização de ensaios biaxiais, de modo a recolher uma maior quantidade de informação que caracterize os pilares ensaiados e dessa forma possibilitar uma formulação mais rigorosa dos respectivos modelos matemáticos.

O presente relatório encontra-se dividido em oito capítulos que descrevem todo o trabalho desenvolvido no âmbito da disciplina de Projecto, do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da FEUP. No capítulo 2, são apresentados os objectivos propostos no início do trabalho, de acordo com as especificações pretendidas para o sistema de ensaios.

No capítulo 3 é feita a descrição geral do sistema de ensaios do LESE. Para além da descrição dos componentes do sistema hidráulico e do sistema de controlo e monitorização dos ensaios, é feito também o enquadramento da actividade experimental.

Posteriormente, no capítulo 4, é descrito todo o estudo realizado para a obtenção de um modelo matemático do sistema hidráulico. Esse estudo, encontra-se dividido nos vários componentes constituintes do sistema hidráulico: fonte de potência hidráulica, elemento modulador de potência e respectivo actuador hidráulico. Deste processo, resultam dois modelos matemáticos: um modelo não linear que tenta reproduzir todas as características do sistema hidráulico, sendo uma representação fiel do mesmo; um modelo linear simplificado

que permite captar as características essenciais a ter em conta no desenvolvimento do controlador.

O capítulo 5 descreve o estudo realizado para caracterizar o comportamento do sistema de ensaios. Tendo em conta a nova configuração pretendida, é feita uma reflexão sobre a cinemática do sistema formado com dois actuadores hidráulicos. Além disso, é verificada a capacidade do sistema hidráulico para garantir as especificações pretendidas.

No capítulo 6, para além de ser feita a síntese do controlador implementado na aplicação global desenvolvida, é também descrita a tentativa de garantir robustez ao sistema controlado através de um controlador de ordem não inteira (CRONE). Desta forma, é descrita a teoria de base destes controladores, assim como todo o seu processo de síntese.

No capítulo 7 é apresentada a filosofia adoptada na aplicação global de controlo e monitorização dos ensaios desenvolvida. Desse modo, é feito o enquadramento com as potencialidades do software *LabVIEW* para uma melhor compreensão do conteúdo. É também descrita montagem de teste da aplicação, sendo posteriormente apresentados e discutidos os seus resultados.

Finalmente, no capítulo 8 são apresentadas as conclusões do trabalho, sendo também referidas algumas orientações e propostas para trabalhos futuros.

2 Objectivos

O trabalho a desenvolver prende-se com a criação de uma aplicação global de controlo de um sistema de ensaios em pilares de estruturas em betão armado. Esse sistema encontra-se implementado no Laboratório de Engenharia Sísmica e Estrutural (LESE), no Departamento de Engenharia Civil da FEUP. Os ensaios realizados no LESE baseiam-se na aplicação de cargas e/ou deslocamentos uniaxiais cíclicos sobre pilares em betão armado com o objectivo de estudar o comportamento desse tipo de estruturas a solicitações externas extremas. Esta actividade experimental é suportada por um sistema hidráulico, constituído por duas fontes de potência e quatro actuadores assimétricos de duplo efeito, e por dois sistemas informáticos de controlo e aquisição de dados.

A aplicação a desenvolver deverá aumentar as capacidades do sistema actual, de modo a possibilitar a realização de ensaios biaxiais aos provetes a testar. Esse tipo de ensaios exige novas potencialidades que a aplicação de controlo actual não consegue suportar, nomeadamente a sincronização de dois eixos. O utilizador do sistema de ensaios deverá poder configurar e controlar facilmente todo o processo de ensaio, desde o comando da fonte de alimentação até ao controlo dos eixos de actuação. Assim, a aplicação global de controlo deverá possibilitar:

- o comando da pressão de alimentação assim como a regulação do seu valor;
- o controlo em posição dos actuadores utilizados nos ensaios através de referências impostas manualmente ou por definição de trajectórias 2D a solicitar ao provete;
- a monitorização das variáveis do ensaio e das utilizadas no controlo dos eixos;
- o controlo do andamento dos ensaios no que diz respeito a paragens necessárias no decorrer do ensaio, assim como do próprio perfil de velocidade.

A implementação desta nova aplicação de controlo possibilitará um estudo mais aprofundado do comportamento cíclico biaxial de pilares de betão armado, alargando assim a actividade de investigação científica realizada no LESE.

3 Sistema de ensaios do LESE

3.1 Introdução

Neste capítulo, é descrito todo o sistema de ensaios implementado no LESE. A identificação dos vários componentes que o compõe é de particular importância para conhecer as características do sistema e para posteriormente realizar a modelação matemática. A solução tecnológica implementada está de acordo com as exigências da actividade experimental levada a cabo no laboratório, cujo enquadramento é feito nos parágrafos seguintes.

3.2 Actividade experimental

No domínio de investigação de estruturas de engenharia civil é de primordial importância a realização de ensaios sobre modelos de estruturas ou seus componentes com diversos objectivos possíveis. No sub-domínio do comportamento sísmico de estruturas de engenharia civil, recorre-se normalmente a ensaios cíclicos, procurando configurar a natureza da acção, com maior ou menor velocidade dependendo das capacidades do sistema de ensaio, do tipo de objecto a ensaiar (modelo de estrutura em grande escala ou simples componentes estruturais) e naturalmente do objectivo subjacente ao mesmo.

Os ensaios mais frequentes são os de natureza quase-estática, assim designados por envolverem velocidades muito reduzidas que não permitem a activação de uma resposta dinâmica incluindo forças de inércia ou de amortecimento. Podem ser realizados em estruturas completas à escala real ou em simples elementos como pilares, vigas, ligações vigas-pilares, paredes, etc.

Os ensaios pseudo-dinâmicos, por exemplo, são um caso particular de ensaios quase-estáticos particularmente adequado a estruturas de porte considerável. Porém, incorporam, em simultâneo, a resolução numérica do problema dinâmico através de uma interacção sistemática entre uma parte experimental (que mede a restituição mecânica face a deslocamentos impostos) e a parte numérica (que simula as forças de inércia decorrentes de acelerações algoritmicamente compatíveis com os deslocamentos impostos).

Ao nível de simples componentes, em que a massa não é de grande relevância, os ensaios cíclicos quase-estáticos realizados por imposição de forças ou deslocamentos controlados, fornecem preciosa informação para validar ou calibrar modelos numéricos de comportamento material, bem como testar a eficiência de técnicas construtivas ou de reforço. Assim, quer para edifícios quer para pontes de betão armado sob a acção dos sismos, os ensaios em pilares assumem particular importância já que são estes elementos que, em última análise, asseguram a estabilidade de uma estrutura durante ou após uma ocorrência sísmica.

Os ensaios mais correntes em pilares são os de flexão uniaxial com aplicação de esforço de compressão axial, normalmente realizados por aplicação de uma dada história de deslocamentos controlados no topo do pilar em conjunto com uma carga axial geralmente imposta constante ao longo do ensaio. A figura 1 ilustra um ensaio uniaxial realizado no LESE.



Figura 1 – Ensaio uniaxial realizado no LESE

A comparação de resultados globais do ensaio, tal como o diagrama de força de restituição / deslocamento imposto, com resultados de simulações numéricas permite aferir a aptidão do modelo numérico para traduzir adequadamente a resposta estrutural. Análises de resultados mais ao nível local permitem ainda avaliar e confirmar aspectos particulares de comportamento, tais como plastificações localizadas materializando rótulas plásticas responsáveis pela dissipação energética durante um sismo.

A proliferação de ensaios de flexão uniaxial de pilares não tem sido acompanhada por idênticos ensaios em flexão biaxial, ainda com esforço axial (constante ou não). A

complexidade do ensaio cresce a par da complexidade dos fenómenos estruturais envolvidos na resposta biaxial. Em boa verdade, a falta de actividade experimental relativa à resposta biaxial de pilares de betão armado tem sido em boa medida responsável por poucos resultados reportados na bibliografia sobre desenvolvimento e calibração de modelos numéricos de simulação de comportamento daqueles elementos quando solicitados por acções laterais bi-direccionais em conjunto com o esforço axial resultante das acções verticais da estrutura.

Neste contexto, assume especial relevância a disponibilização de um sistema que permita realizar ensaios de flexão biaxial com esforço axial, possibilitando a imposição de diversos tipos de trajectórias de deslocamentos, com a garantia de uma adequada estabilidade, robustez e fiabilidade do sistema de controlo. Devido à natureza quase-estática deste tipo de ensaios, estes executam-se a uma velocidade de cerca de 1 mm/s, envolvendo esforços na ordem dos 200 kN

3.3 Solução tecnológica

O sistema de ensaios instalado no LESE tem como base a estrutura típica dos sistemas electro-hidráulicos. Este tipo de sistemas têm como característica principal a geração de energia hidráulica que, após transformação em energia mecânica, possibilita a actuação de cargas de forma controlada. Para isso, e tal como ilustrado na figura 2, os sistemas electro-hidráulicos em geral são constituídos por:

- fonte de potência hidráulica;
- elemento modulador de potência;
- actuador hidráulico;
- cadeia de medição das variáveis a controlar;
- sistema de controlo.

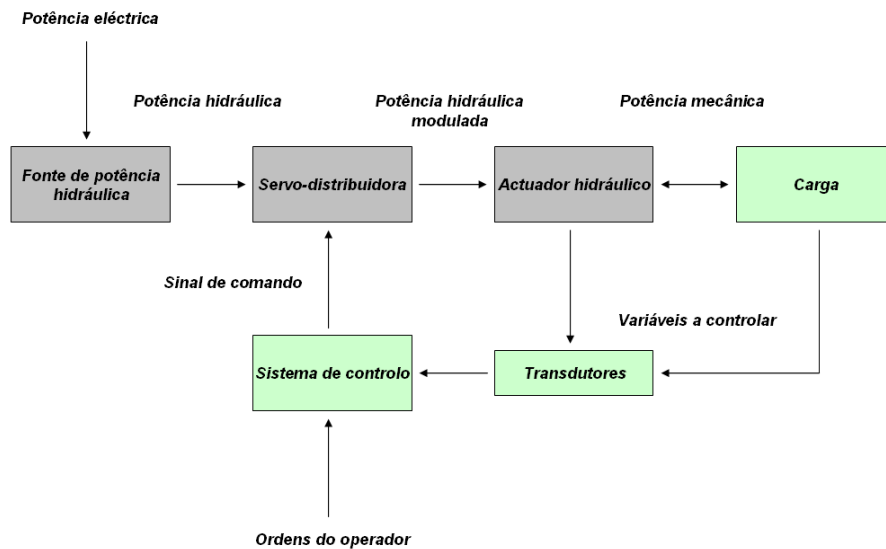


Figura 2 – Estrutura geral de um sistema electro-hidráulico

A fonte de potência hidráulica tem como objectivo a geração de potência hidráulica através da transformação de outro tipo de energia, sendo geralmente utilizada energia eléctrica. A potência hidráulica gerada é caracterizada pelo conjunto formado pelo caudal e pela pressão do fluido de transmissão de potência. Esta potência gerada é posteriormente modulada de modo a impor ao actuador hidráulico o comportamento pretendido. Assim, o elemento modulador de potência recebe o sinal de comando processado pelo sistema de controlo, resultando numa variação de secção de passagem do fluído que segue para o actuador hidráulico, fazendo variar a potência disponível por este último. A modulação de potência é efectuada por uma servo-distribuidora que pode ser de vários tipos, dependendo do desempenho pretendido. O sistema de controlo executa um algoritmo que calcula o sinal de comando a enviar para a servo-distribuidora em função das variáveis a controlar e/ou das ordens dadas pelo operador.

3.4 Descrição do sistema hidráulico

A actividade experimental do LESE é suportada por um sistema constituído por uma estrutura metálica de grande rigidez, ilustrada na figura 3, onde estão integrados 4 actuadores hidráulicos assimétricos que têm como fonte de potência duas centrais hidráulicas independentes. Além disso, existem dois sistemas informáticos da *National Instruments* (<http://www.ni.com>) para controlo e aquisição de dados.

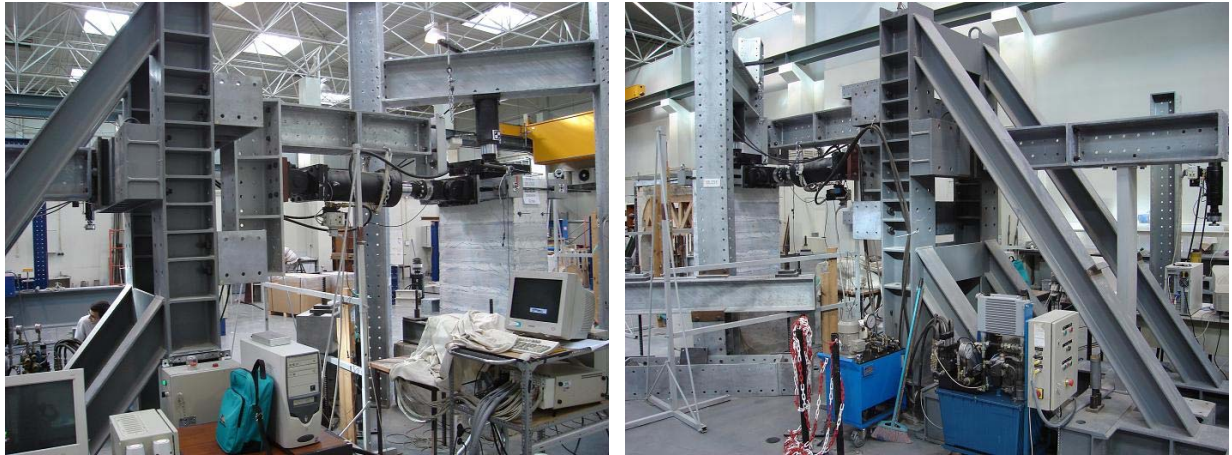


Figura 3 – Imagens do sistema de ensaios instalado no LESE

Do conjunto dos actuadores, três estão destinados a actuar horizontalmente sobre os provetes (Eixo 1, Eixo 2 e Eixo 3), provocando-lhes flexão transversal, enquanto que o quarto serve para actuar verticalmente na parte superior do provete, aplicando-lhe uma carga axial constante. A tabela 1 resume as características principais desses actuadores.

Tabela 1 – Actuadores hidráulicos do sistema de ensaios do LESE

	<i>Força máxima</i>	<i>Diâmetro êmbolo</i>	<i>Diâmetro haste</i>	<i>Área avanço</i>	<i>Área recuo</i>	<i>Curso</i>
<i>Eixo Vertical</i>	700 kN	180 mm	-	254 cm ²	-	-
<i>Eixo 1</i>	100 kN	100 mm	56 mm	78,5 cm ²	53,9 cm ²	200 mm
<i>Eixo 2</i>	200 kN	150 mm	90 mm	176,7 cm ²	113,1 cm ²	200 mm
<i>Eixo 3</i>	500 kN	200 mm	120 mm	314,2 cm ²	201,1 cm ²	300 mm

O cilindro vertical usa uma das centrais hidráulicas como fonte de potência, sendo actuado manualmente na própria central. Ou seja, a pressão nesse actuador é imposta através da válvula limitadora de pressão da central hidráulica, que é accionada manualmente. Tendo em conta o tipo de ensaios realizados este procedimento é suficiente.

A outra central hidráulica, ilustrada na figura 5, alimenta todos os outros 3 actuadores horizontais. Esta central consegue atingir uma pressão até 200 bar através de sinal de comando eléctrico, sendo que manualmente é possível atingir uma pressão máxima de 250 bar. A válvula limitadora de pressão de comando eléctrico é da marca *PARKER* com a referência *RE10M 25T 4NNIF0*. A curva característica desta válvula é ilustrada na figura 4.

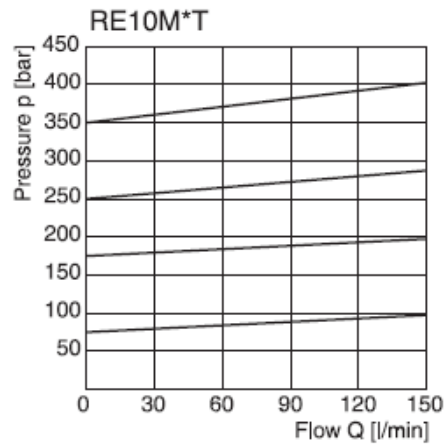


Figura 4 – Curvas características da válvula limitadora de pressão proporcional de comando eléctrico

O caudal máximo desta fonte é de 12 l/min, sendo fornecido por uma bomba hidráulica *PLP 20-8 DO-82E2* da marca *CASAPPA*. A bomba possui uma cilindrada de 8.3 cm^3 e é actuada por um motor trifásico de 4 kW com uma rotação nominal de 1440 rpm. O rendimento volumétrico da bomba ronda os 95% a uma pressão de 280 bar.



Figura 5 – Fonte de potência que alimenta os actuadores horizontais do sistema de ensaios do LESE

Cada um dos actuadores hidráulicos horizontais possui uma servo-distribuidora de alto desempenho de modo a ser possível controlar o caudal de entrada. As servo-distribuidoras são da mesma série para os 3 actuadores, e têm como designação *Vickers KBSDG4V-3-92L-12-PE7-H7-10*. Esta é uma válvula 4/3 de actuação directa, com posição de segurança de centro fechado, com controlo integrado da posição da gaveta e possui um caudal nominal de 12 l/min. A sua configuração faz com que admita valores compreendidos entre -10 V e +10 V para o sinal de comando. As restantes características são mostradas nas figuras 6 e 7.

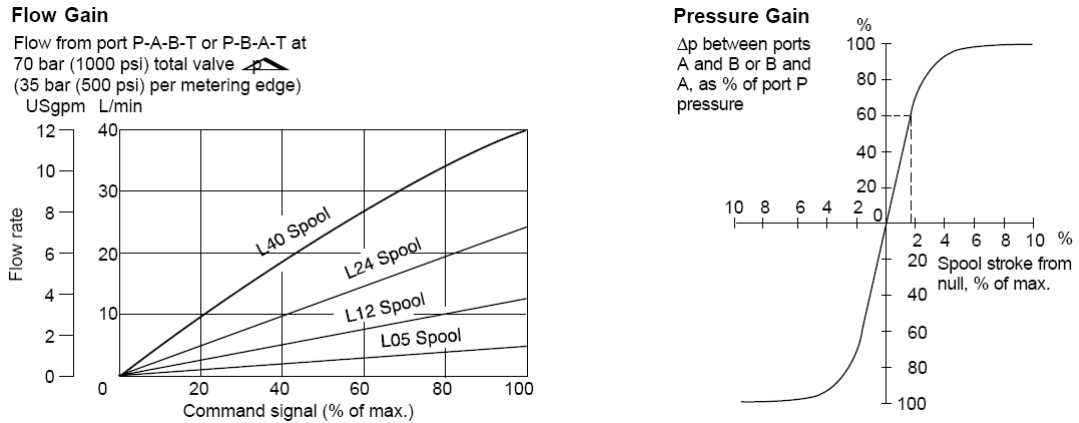


Figura 6 – Curvas de ganho em caudal e ganho em pressão da servo-distribuidora fornecidas pelo fabricante

Frequency Response

Typical for amplitudes of $\pm 5\%$, $\pm 25\%$
with zero offset. Δp (P to T)=70 bar (1000 psi)

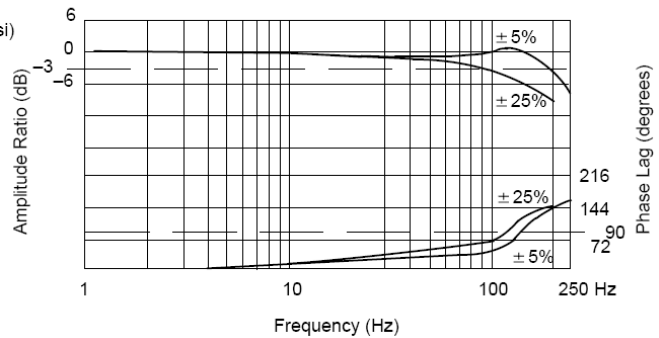


Figura 7 – Gráfico da resposta em frequência da servo-distribuidora

O circuito hidráulico que alimenta os actuadores usados nos ensaios é ilustrado na figura 8, seguida da descrição dos componentes que o constituem (tabela 2).

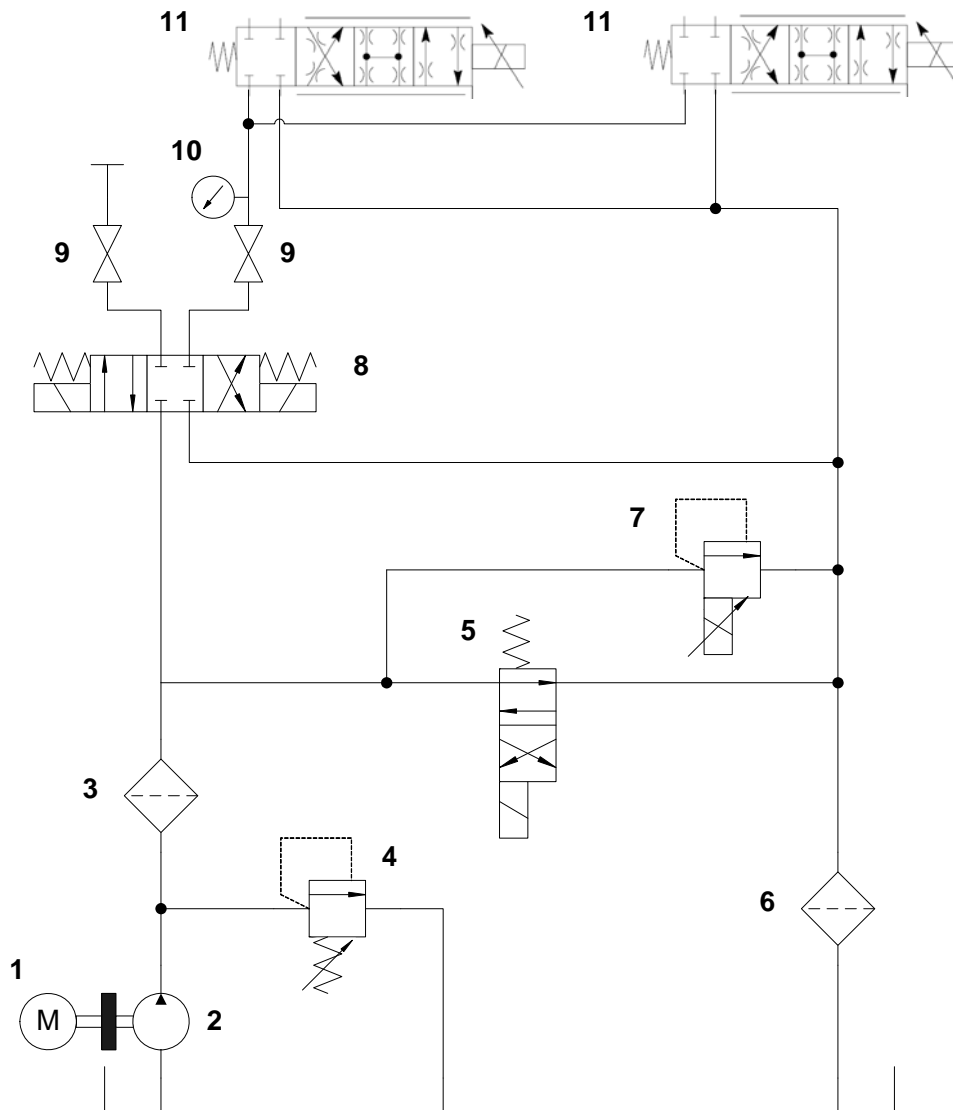


Figura 8 – Circuito hidráulico que alimenta os actuadores horizontais

Tabela 2 – Componentes do circuito hidráulico

<i>Número</i>	<i>Descrição</i>
1	Motor eléctrico trifásico
2	Bomba hidráulica de engrenagens, de cilindrada constante
3	Filtro de pressão
4	Válvula limitadora de pressão de comando manual
5	Válvula de descarga
6	Filtro de retorno
7	Válvula limitadora de pressão proporcional
8	Válvula direccional de comando eléctrico
9	Passadores
10	Manómetro de pressão
11	Servo-distribuidoras

3.5 Descrição do suporte informático

Para controlo e monitorização dos ensaios, o sistema inclui um PC desktop e dois controladores dedicados da *National Instruments*, o *PXI-8187* e o *PXI-8176*. O PC desktop é constituído por um processador Pentium 4 dual core que tem instalado o sistema operativo *Windows XP SP2* e permite desenvolver as aplicações de controlo e monitorização dos ensaios, usando o software *LabVIEW*, também da *National Instruments*.

O controlo dos actuadores é feito por um controlador dedicado *PXI-8187* que se encontra ligado ao PC desktop através de uma rede local, da qual são os únicos pontos de comunicação. Este controlador é constituído por um processador Pentium 4-M a 2.5 GHz, tendo instalado o sistema operativo de tempo real *LabVIEW RT*. A figura 9 apresenta o controlador descrito.



Figura 9 – Controlador *PXI-8187*

O controlador *PXI-8187* incorpora também duas cartas de I/O. Uma delas tem a designação *NI-6052E*, e tem a possibilidade de ler 16 sinais analógicos em single-ended ou 8 sinais analógicos em diferencial, entre -10 V e +10 V com uma resolução de 16 bit. Além disso, possui 2 saídas analógicas entre -10 V e +10 V, também com uma resolução de 16 bit. A outra carta I/O é a *NI-6733*, possui 8 canais digitais e 8 saídas analógicas entre -10 V e +10 V, com uma resolução de 16 bits. É a partir desta carta que são enviados os sinais de comando para as servo-distribuidoras instaladas nos actuadores hidráulicos.

O controlador dedicado, *PXI-8176*, ilustrado na figura 10, é usado apenas para aquisição dos sinais a retirar dos ensaios.



Figura 10 – Controlador *PXI-8176*

Este controlador possui um processador Pentium III a 1.26 GHz, tendo como sistema operativo o *Windows XP*. Para a aquisição e condicionamento de todos os sinais dos ensaios, este controlador possui 3 módulos *SCXI-1520* e 4 módulos *SCXI-1540*. Os módulos *SCXI-1520* são especificamente usados para medições extensométricas baseadas em ponte de Wheatstone, enquanto que os módulos *SCXI-1540* são utilizados na medição dos sinais dos *LVDTs* que monitorizam o deslocamento do provete.

Entre os dois controladores apenas são partilhados os sinais de deslocamento dos actuadores, não havendo qualquer outro tipo de comunicação.

4 Modelação matemática do sistema de ensaios

4.1 Introdução

Tendo em conta os componentes do sistema de ensaios juntamente com as características fornecidas pelos respectivos fabricantes e os dados recolhidos, foi possível construir um modelo matemático do sistema. Este modelo pretende ser uma boa representação do sistema hidráulico de modo a ser possível estudar as suas características dinâmicas que posteriormente servirão para a síntese do controlador dos seus actuadores.

Esse modelo, esquematicamente representado na figura 11, contempla as várias partes constituintes do sistema hidráulico do sistema de ensaios instalado no LESE:

- Fonte de potência a pressão constante
- Servo-distribuidora
- Actuador hidráulico

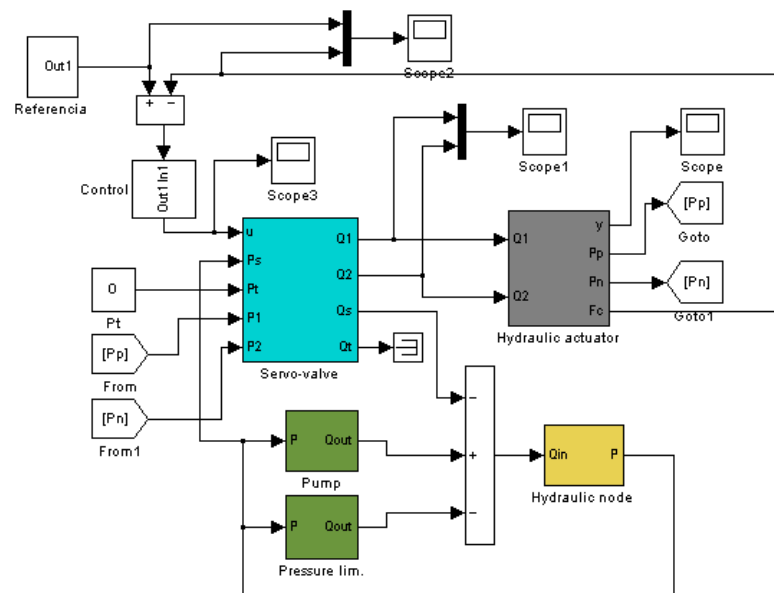


Figura 11 – Modelo não linear do sistema electro-hidráulico implementado em *Matlab-Simulink*

4.2 Modelação da fonte de potência

A fonte de potência a pressão constante foi modelada como sendo constituída por uma bomba hidráulica com uma válvula limitadora de pressão em paralelo. O modelo da bomba hidráulica permite calcular o caudal de alimentação do sistema em função da pressão na sua saída. Tendo em conta a informação dos vários fabricantes, foram considerados os seguintes parâmetros: a cilindrada C da bomba, a velocidade de rotação nominal n do motor eléctrico que acciona a bomba, e perda de caudal a pressão de 280 bar. Os valores estabelecidos para estes parâmetros foram os seguintes:

$$\begin{aligned} C &= 8.3 \text{ cm}^3 \\ n &= 1440 \text{ rpm} \\ \text{perda} &= 5\% \end{aligned}$$

Assim, a equação que estabelece o caudal teórico debitado pela bomba dada por:

$$Q_{\text{teórico}} = \frac{C \times n}{60} \times (1 \times 10^{-6}) \quad (4.1)$$

em que o factor 1×10^{-6} tem como objectivo dar o resultado em m^3/s .

As perdas de caudal são função da pressão de funcionamento da bomba em cada instante, estando directamente relacionadas com o rendimento volumétrico da bomba. Para contemplar esse facto, os valores de pressão e $Q_{\text{teórico}}$ são usados na equação (4.2) para se obter o caudal de saída da bomba.

$$Q_{\text{saída}} = Q_{\text{teórico}} \times \left[1 - \left(\frac{\text{perda}}{280} \times \frac{p_{\text{func}}}{p_{\text{máx}}} \right) \right] \quad (4.2)$$

em que p_{func} e $p_{\text{máx}}$ representam a pressão da bomba hidráulica e a sua pressão máxima admissível expressas em bar, respectivamente.

No que diz respeito à válvula limitadora de pressão, o seu modelo calcula o caudal de saída para o reservatório em função da pressão acima da imposta para o sistema. A pressão máxima do sistema global é aqui imposta, fazendo com que sempre que o seu valor seja ultrapassado, a válvula limitadora de pressão desvia algum caudal da bomba hidráulica para o reservatório. Este processo faz diminuir a pressão do sistema até que a pressão máxima admissível seja atingida. Atingindo esse estado a válvula limitadora de pressão fecha. No modelo foi considerado o parâmetro d , que define o caudal debitado em função da diferença

entre a pressão máxima admissível e a pressão de funcionamento, sendo o seu valor igual a 5.9 l/min/bar. O valor está de acordo com o gráfico da figura 4 para uma pressão de 175 bar. Assim, as equações que estabelecem o caudal debitado, Q_{reserv} , em função da pressão de funcionamento é a seguinte:

$$Q_{excesso} = d \times (p - p_{m\acute{a}x}) \quad (4.3)$$

$$Q_{reserv} = \frac{Q_{excesso} + |Q_{excesso}|}{2} \quad (4.4)$$

em que p corresponde à pressão de funcionamento em cada instante e $p_{m\acute{a}x}$ à pressão máxima imposta para o sistema. A variável $Q_{excesso}$ estabelece o modo de funcionamento da válvula. Se o seu valor for positivo, a válvula abre debitando um caudal igual ao seu valor. Se o seu valor for negativo, a válvula encontra-se fechada.

4.3 Modelação da servo-distribuidora

No panorama dos sistemas de comando electro-hidráulicos é possível distinguir dois tipos de escoamentos: escoamentos em regime turbulento em condutas e em orifícios de espessura desprezável, em que as forças de inércia são preponderantes; e os escoamentos em regime laminar em condutas e em orifícios de espessura desprezável, em que as forças de viscosidade do fluido são dominantes. Neste caso, apenas é considerado o caso de escoamentos em orifícios cuja espessura é desprezável ou, mais vulgarmente denominado, escoamentos em placas orifício. Em [Quintas99], é feita a contextualização deste fenómeno no âmbito dos sistemas electro-hidráulicos.

O parâmetro que permite separar os dois regimes de escoamentos é o número de Reynolds, R . Este parâmetro não é mais que a relação entre as forças de inércia e as forças de viscosidade, expressa pela equação (4.5).

$$R = \frac{\text{forças de inércia}}{\text{forças de viscosidade}} = \frac{\bar{v}D_h}{\nu} \quad (4.5)$$

em que \bar{v} é a velocidade média do fluido através da restrição, [m/s], ν é a viscosidade cinemática do fluido, [m²/s], e D_h o diâmetro hidráulico da restrição, [m], dado por:

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (4.6)$$

com,

P – perímetro da restrição, [m]

S – secção da restrição, [m²]

Para um dado escoamento, o número de Reynolds é obtido segundo as características do fluido e as características geométricas da zona de escoamento. Existe uma gama de valores para o número de Reynolds, denominada de zona de transição, abaixo da qual o regime é laminar; acima dessa zona o regime é turbulento. No desenvolvimento do modelo da servo-distribuidora apenas foram considerados escoamentos turbulentos.

4.3.1 Escoamento turbulento

A figura 12 ilustra um escoamento, através de uma placa orifício, em regime turbulento, juntamente com a evolução da pressão estática ao longo dessa restrição.

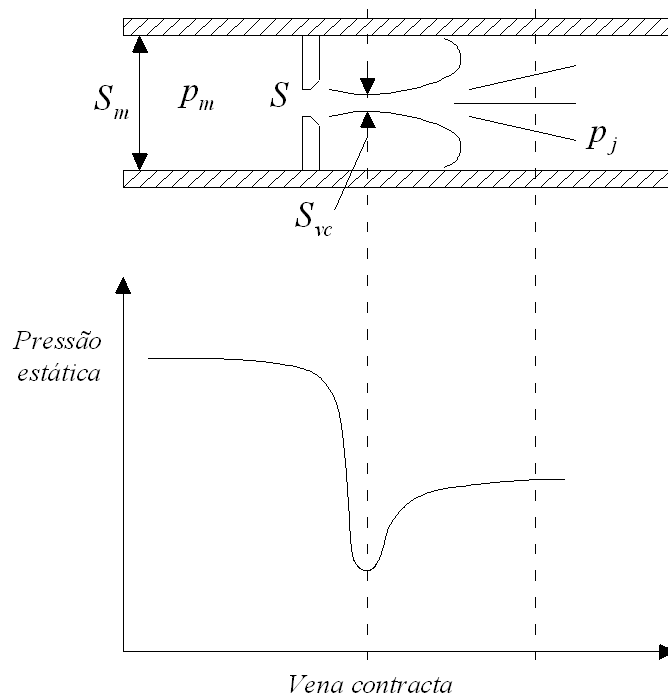


Figura 12 – Escoamento através de uma restrição

Verifica-se que a secção de passagem efectiva mais estreita do fluido correspondente ao valor de pressão estática mais baixo não corresponde à secção geométrica do orifício. Esse

ponto de menor pressão situa-se ligeiramente a jusante da placa orifício e a respectiva secção de passagem é designada de *vena contracta*. Entre a secção mais a montante e a *vena contracta* o fluido sofre uma aceleração e apresenta uma dissipação de energia desprezável. É possível aplicar o teorema de Bernoulli entre estes dois pontos. Entre a *vena contracta* e a secção mais a jusante verifica-se uma desaceleração do fluido com uma forte dissipação de energia.

Considerando as seguintes notações:

S_m – secção de passagem a montante da restrição, [m²]

S – secção de passagem da restrição, [m²]

S_{vc} – secção do escoamento na *vena contracta*, [m²]

p_m – pressão estática a montante da restrição, [Pa]

p_{vc} – pressão estática na *vena contracta*, [Pa]

p_j – pressão estática a jusante da restrição, [Pa]

v_m – velocidade média na secção a montante, [m/s]

v_{vc} – velocidade média na *vena contracta*, [m/s]

Q – caudal volúmico através da restrição, [m³/s]

C_c – coeficiente de contracção ($C_c = S_{vc}/S$)

C_v – coeficiente de velocidade

ρ – massa volúmica do fluido, [kg/m³]

e admitindo um fluido incompressível, ρ constante, a aplicação da equação de Bernoulli e da equação de continuidade entre a secção a montante e a secção na *vena contracta* conduz a:

$$\text{Eq. de Bernoulli: } \frac{v_m^2}{2} + \frac{p_m}{\rho} = \frac{v_{vc}^2}{2} + \frac{p_{vc}}{\rho} \quad (4.7)$$

$$\text{Eq. de continuidade (} \rho \text{ constante): } Q = S_m v_m = S_{vc} v_{vc} \quad (4.8)$$

Daqui resulta a seguinte expressão para o caudal volúmico [Merrit67]:

$$Q = C_d S \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_m - p_{vc})} \quad (4.9)$$

em que C_d é o coeficiente de descarga bem conhecido, dado pela expressão (4.10).

$$C_d = \frac{C_c C_v}{\sqrt{1 - \left(C_c \frac{S}{S_m} \right)^2}} \quad (4.10)$$

O parâmetro C_v é um coeficiente de velocidade empírico, adimensional, introduzido para ter em conta uma ligeira dissipação de energia a montante da *vena contracta*. O parâmetro C_c é o coeficiente de contracção que depende da geometria do orifício sendo, de maneira geral, difícil de calcular. No entanto, Von Mises realizou a modelação de um escoamento permanente bidimensional e irrotacional de um fluido através de certas geometrias cuja configuração se assemelha à definida por uma válvula de gaveta.

Globalmente é aceite o valor teórico $C_c = \frac{\pi}{\pi + 2} \cong 0.611$ correspondente a um orifício circular. De facto, $C_d \approx C_c$ porque $\frac{S}{S_m} \ll 1$ e $C_v \approx 1$.

O facto de a equação do caudal (4.9) estar referida à pressão na *vena contracta* obriga ao conhecimento da pressão nesse ponto. Na prática, devido à dificuldade, até mesmo da impossibilidade de medir essa pressão, o coeficiente C_c é substituído pelo coeficiente de caudal C_q de modo a obter uma expressão para o caudal referida à pressão na zona mais a jusante da restrição. A expressão (4.9) do caudal volumico é então substituída pela seguinte expressão:

$$Q = C_q S \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_m - p_j)} \quad (4.11)$$

com,

$$C_q = C_d \sqrt{1 + \frac{p_j - p_{vc}}{p_m - p_j}} \quad (4.12)$$

A transformação de energia cinética do fluido em energia de pressão entre a *vena contracta* e a secção mais a jusante, sendo quase desprezável, implica que $\frac{p_j - p_{vc}}{p_m - p_j} \ll 1$.

Logo:

$$C_q \approx C_d \approx C_c \approx \frac{\pi}{\pi + 2} \approx 0.611 \quad (4.13)$$

4.3.2 Comportamentos dinâmico e estático da servo-distribuidora

O modelo da servo-distribuidora é composto por duas partes principais. Uma parte dinâmica pretende modelar o posicionamento da gaveta de acordo com o sinal de comando recebido, u . Esta parte justifica-se pela presença de uma massa em movimento num meio viscoso, que interage com a força de actuação originada pelo electroímã, à qual se opõe a força de uma mola. Uma segunda parte, designada por parte estática, tem como objectivo reproduzir as características estáticas da válvula, como sendo o ganho em pressão, ganho em caudal e o caudal de fuga, de acordo com as especificações fornecidas pelo fabricante. Estas duas partes formam o modelo global da servo distribuidora, estando colocadas em série uma relativamente à outra, como mostra a figura 13.

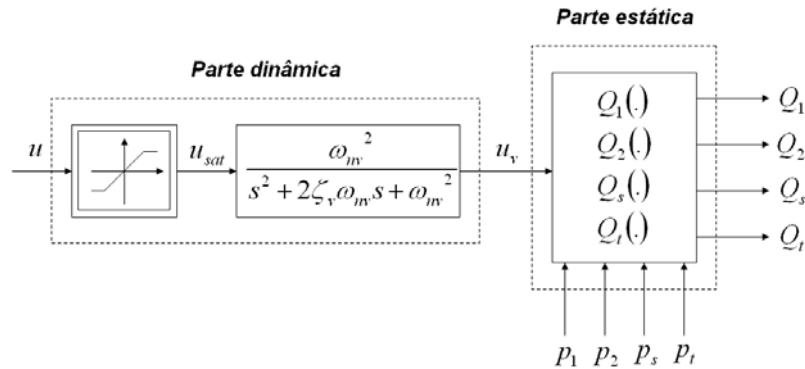


Figura 13 – Modelo da servo-distribuidora

Como entradas admite o sinal de comando, vindo do controlador, e as pressões em cada um dos orifícios da válvula, nomeadamente nos dois orifícios de ligação ao cilindro hidráulico, p_1 e p_2 , no orifício de entrada p_s , e no orifício de ligação ao tanque p_t . Como saídas têm-se os caudais nos mesmos orifícios: Q_1 , Q_2 , Q_s e Q_t . O esquema do andar hidráulico da servo-distribuidora encontra-se ilustrado na figura 14.

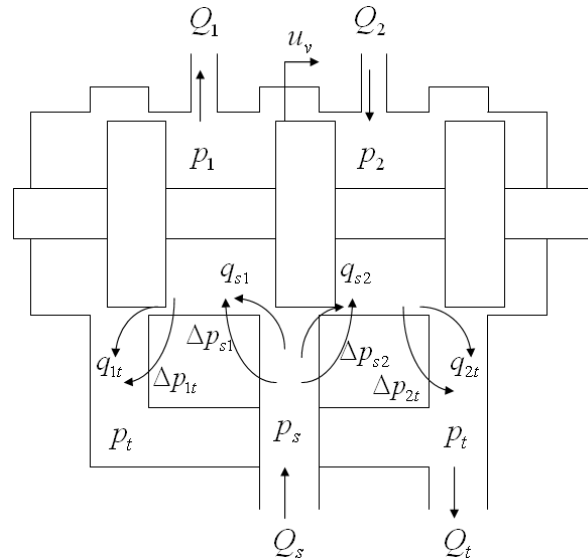


Figura 14 – Esquema do andar hidráulico da servo-distribuidora

A parte dinâmica da servo-distribuidora é constituída por um bloco de saturação, que limita a tensão de controlo, u , entre -10 V e +10 V, e representa a saturação real que acontece no amplificador da servo-distribuidora. Em série com esse bloco encontra-se um outro constituído por uma função de transferência de segunda ordem com ganho estático unitário. É esta função que modela o comportamento dinâmico da gaveta, da qual resulta uma imagem, u_v , da posição real da mesma. Os parâmetros da função de transferência ω_{nv} e ζ_v representam respectivamente a frequência natural e o amortecimento da servo-distribuidora. Os valores desses parâmetros são baseados nas especificações do fabricante da válvula, figura 15, e têm como objectivo obter uma média da resposta em frequência das curvas fornecidas. Foi considerado o valor de 600 rad/s para a frequência natural e 0.55 para o amortecimento.

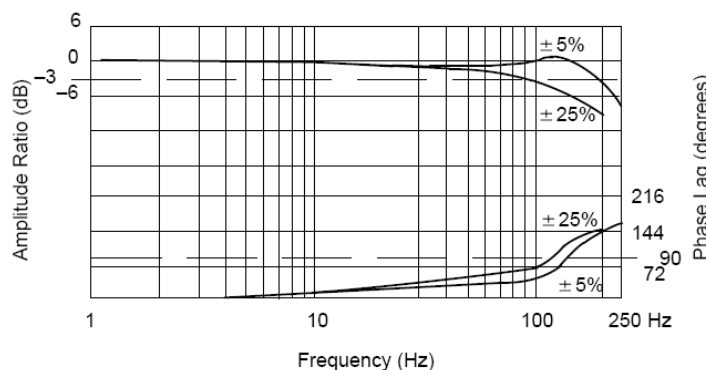


Figura 15 – Resposta em frequência da servo-distribuidora

A parte estática do modelo da servo-distribuidora tem como entrada a imagem da posição da gaveta, u_v , e através dela caracteriza as secções de passagem do fluido entre os orifícios da servo-distribuidora. Posteriormente, e juntamente com as pressões em jogo, obtém-se os valores de caudal volúmico em cada um dos orifícios. A compreensão de todo

este processo torna-se mais facilitada com uma representação em ponte de Wheatstone da servo-distribuidora, cujo modelo é ilustrado na figura 16.

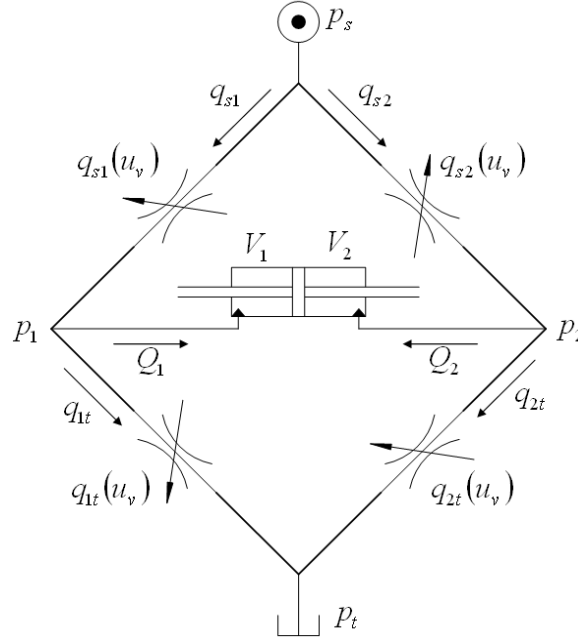


Figura 16 – Representação em ponte de Wheatstone da servo-distribuidora

Cada uma das secções de passagem ao fluido pode ser representada como restritores variáveis. A dimensão de cada uma das secções de passagem depende da posição da gaveta, que por sua vez depende do sinal de comando aplicado na servo-distribuidora. Neste caso, a servo-distribuidora possui os orifícios de controlo iguais e simétricos, o que simplifica a definição das secções de passagem de fluido, de acordo com:

$$A_{s1}(u_v) = A_{2t}(u_v) = A_1(u_v) \quad (4.14)$$

$$A_{s2}(u_v) = A_{1t}(u_v) = A_2(u_v) \quad (4.15)$$

e em que a simetria da válvula permite escrever:

$$A_1(u_v) = A_2(-u_v) \quad (4.16)$$

Estas funções, $A_1(u_v)$ e $A_2(u_v)$, englobam a secção do orifício de passagem, a massa volúmica do fluido e o coeficiente de descarga, presentes na equação (4.11), obtendo-se por isso, uma imagem da secção de passagem do fluido em cada um dos sentidos da servo-distribuidora dado por:

$$A(u_v) = C_q S(u_v) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.17)$$

em que $A(u)$ representa uma pseudo-área genérica.

Desta forma, a equação do caudal volúmico em cada orifício passa a ser definida por:

$$Q(u_v, \Delta p) = A(u_v) \sqrt{\Delta p} \quad (4.18)$$

sendo Δp a queda de pressão no orifício de passagem.

Assim, os caudais volúnicos representados na figura 16 são então definidos pelo seguinte conjunto de equações:

$$q_{s1} = \text{sgn}(\Delta p_{s1}) A_1(u_v) \sqrt{|\Delta p_{s1}|} \quad (4.19)$$

$$q_{s2} = \text{sgn}(\Delta p_{s2}) A_2(u_v) \sqrt{|\Delta p_{s2}|} \quad (4.20)$$

$$q_{1t} = \text{sgn}(\Delta p_{1t}) A_2(u_v) \sqrt{|\Delta p_{1t}|} \quad (4.21)$$

$$q_{2t} = \text{sgn}(\Delta p_{2t}) A_1(u_v) \sqrt{|\Delta p_{2t}|} \quad (4.22)$$

Sabendo os caudais volúnicos em cada um dos restritores é então possível calcular os caudais presentes nos orifícios da servo-distribuidora, Q_l , Q_2 , Q_s e Q_t , de acordo com:

$$Q_s = q_{s1} + q_{s2} \quad (4.23)$$

$$Q_t = q_{1t} + q_{2t} \quad (4.24)$$

$$Q_1 = q_{s1} - q_{1t} \quad (4.25)$$

$$Q_2 = q_{s2} - q_{2t} \quad (4.26)$$

Considerando o conjunto de equações descritas até agora, torna-se então necessário definir cada uma das pseudo-área $A_1(u_v)$ e $A_2(u_v)$. A obtenção destas funções é baseada nas características estáticas da servo-distribuidora principalmente em torno da posição central da gaveta. Este é o ponto de operação mais importante pois os servo-sistemas normalmente trabalham próximo dessa região. Além disso, o ganho em caudal neste ponto afecta o ganho em malha aberta do sistema, enquanto que o ganho em pressão e caudal de fuga afectam a sua

rigidez. Relacionando estes parâmetros e, de acordo com [Quintas99] e [Ferreira02], obtém-se as funções pretendidas cada uma com duas regiões que mudam no ponto de transição $x_t \in]0,10[$.

$$A_1(u_v) = \begin{cases} \alpha \times u_v + \beta, & \text{se } x_t < u_v \leq 10 \\ \gamma \times e^{k \times u_v / 2}, & \text{se } -10 \leq u_v \leq x_t \end{cases} \quad (4.27)$$

$$A_2(u_v) = \begin{cases} \gamma \times e^{-k \times u_v / 2}, & \text{se } -x_t \leq u_v \leq 10 \\ -\alpha \times u_v + \beta, & \text{se } -10 \leq u_v < -x_t \end{cases} \quad (4.28)$$

em que γ está relacionado com o caudal de fuga máximo e k está relacionado com ganho em pressão em torno da posição central da gaveta. Os restantes parâmetros α e β definem a região linear das pseudo-áreas, e podem ser obtidos, juntamente com o ponto de transição x_t , através da resolução do seguinte sistema de 3 equações não lineares:

$$\alpha \times x_t + \beta = \gamma \times e^{k \times x_t / 2} \quad (4.29)$$

$$\alpha = \gamma \times \frac{k}{2} \times e^{k \times x_t / 2} \quad (4.30)$$

$$Q_n|_{u_v=10} = (\alpha \times u_v + \beta) \sqrt{p_n}|_{u_v=10} \quad (4.31)$$

Na equação (4.31) do sistema acima referido, são considerados o caudal nominal e a pressão nominal da servo-distribuidora, Q_n e p_n respectivamente, que podem ser obtidos através dos dados fornecidos pelo fabricante ou então medidos experimentalmente. As pseudo-áreas resultantes para este caso tem a evolução mostrada no gráfico da figura 17.

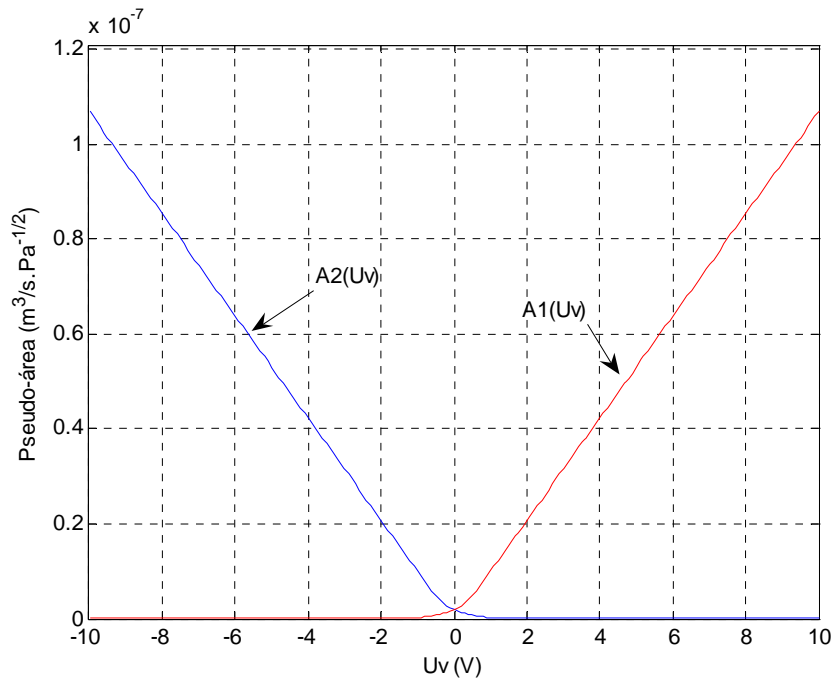


Figura 17 – Evolução das pseudo-áreas em função do sinal de comando

Apesar de terem sido consideradas apenas as equações de escoamentos em regime turbulento, as pseudo-áreas tentam, no entanto, contemplar escoamentos em regime laminar à semelhança do que acontece próximo da posição central da gaveta e nas situações em que existe recobrimento. Esse facto é considerado pela função exponencial das pseudo-áreas.

Para a obtenção dos parâmetros foram considerados unicamente os dados fornecidos pelo fabricante em termos de ganho em caudal e ganho em pressão. Desta forma, os valores obtidos são os seguintes:

$$Q_n = 12 \text{ l/min}$$

$$p_n = 35 \text{ bar}$$

$$k = 3.727 \text{ V}^{-1}$$

Para o caudal de fugas na posição central da gaveta não havia informação disponível, sendo considerado o valor de 0.5 l/min. Da resolução do sistema constituído pelas equações (4.29), (4.30) e (4.31) resultaram os seguintes valores:

$$\begin{aligned}\alpha &= 1.0766 \times 10^{-8} \text{ m}^4 / s \sqrt{NV} \\ \beta &= -7.6017 \times 10^{-10} \text{ m}^4 / s \sqrt{N} \\ \gamma &= 1.8634 \times 10^{-9} \text{ m}^4 / s \sqrt{N} \\ x_t &= 0.60723\end{aligned}$$

De modo a validar o modelo acima referido foram realizadas, em simulação, as montagens propostas em [Quintas99] que a figura 18 ilustra.

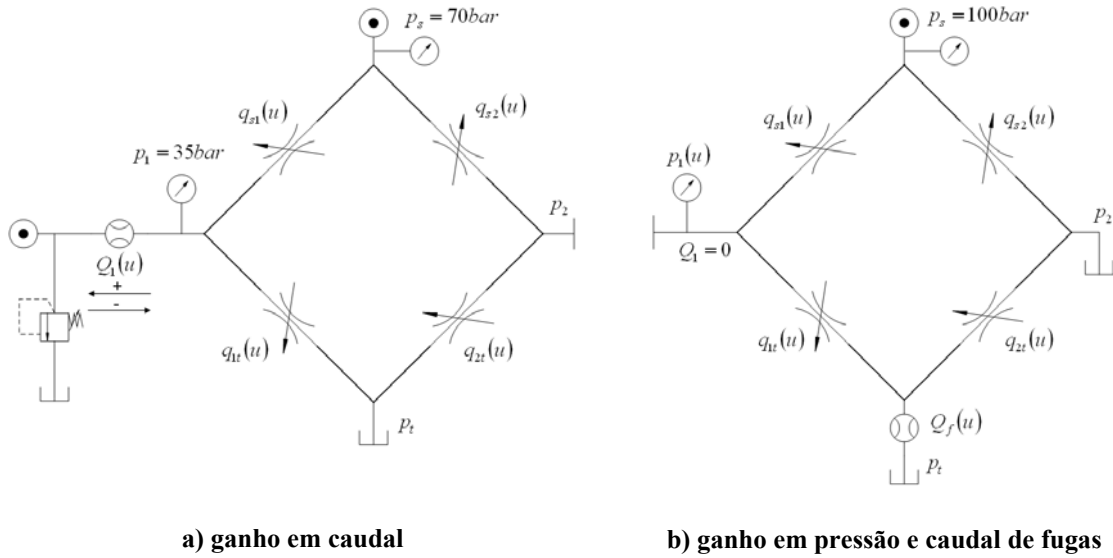


Figura 18 – Montagens para a obtenção das características estáticas de meia ponte

Os resultados obtidos nas simulações assemelham-se consideravelmente com os dados fornecidos pelo fabricante, como pode ser visto nos gráficos das figuras 19, 20 e 21.

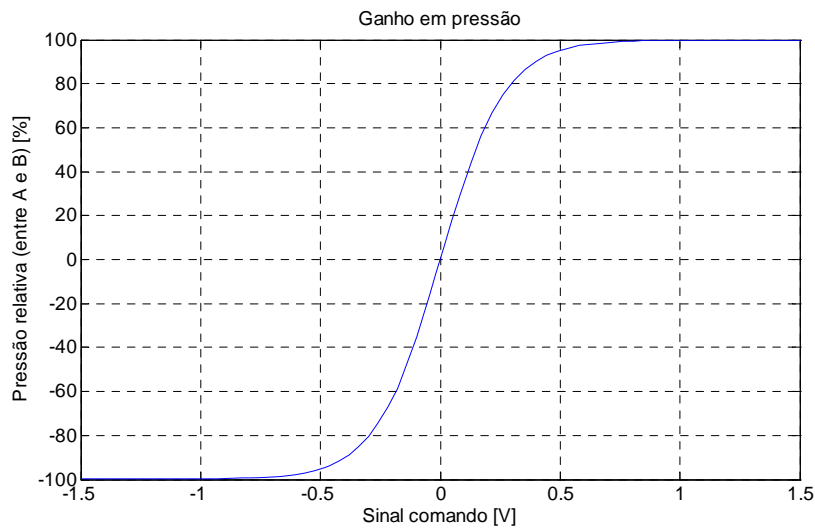


Figura 19 – Ganho em pressão obtido pelo modelo da servo-distribuidora

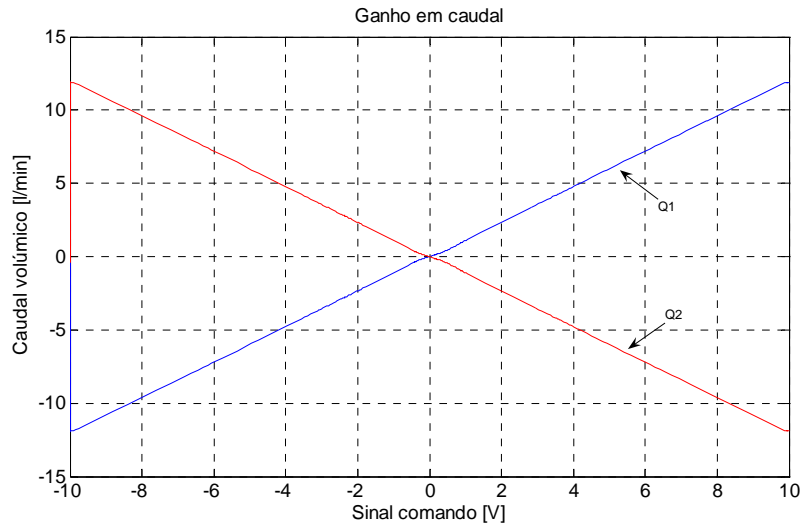


Figura 20 – Ganho em caudal obtido pelo modelo da servo-distribuidora

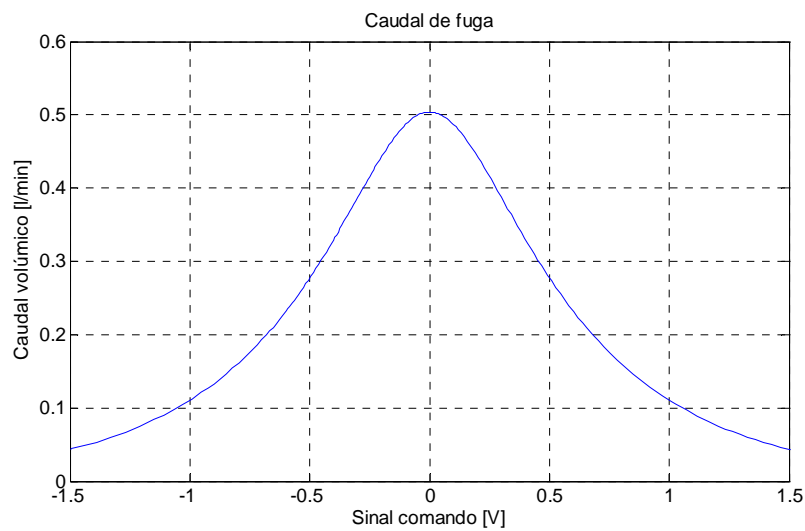
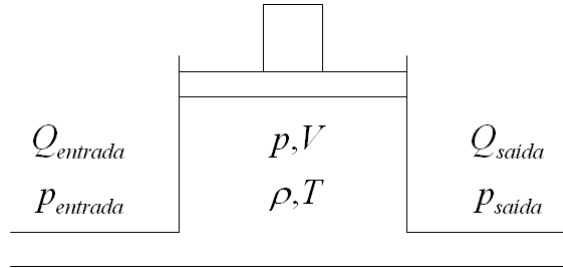


Figura 21 – Caudal de fugas junto da posição central da gaveta, obtido pelo modelo da servo-distribuidora

4.4 Modelação do actuador hidráulico

O actuador hidráulico é responsável por transformar potência hidráulica em potência mecânica e, devido a esse facto, o seu modelo faz a transição entre pressão-caudal e força-velocidade. O modelo do actuador hidráulico é baseado na consideração de uma câmara de volume variável preenchida por fluido hidráulico, conforme ilustrado na figura 22

**Figura 22 – Câmara de volume variável**

A câmara constitui um sistema aberto que é caracterizado pelo seu volume $V(t)$, pressão do fluido $p(t)$, massa volúmica do fluido $\rho(t)$ e a temperatura do fluido $T(t)$. Para maior facilidade na modelação da câmara são consideradas três hipóteses simplificativas seguintes:

- a temperatura do fluido é constante e homogénea;
- a pressão é homogénea em todo o volume da câmara;
- a variação da massa volúmica perante a massa volúmica média é desprezável.

Aplicando a lei da conservação da massa ao sistema é possível escrever uma relação entre os caudais de entrada e de saída da câmara:

$$Q_{entrada} - Q_{saida} = \frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (4.32)$$

em que β_e representa o módulo de compressibilidade efectivo que contempla a compressibilidade do fluido e a elasticidade das paredes da câmara. A componente $\frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt}$ corresponde ao caudal necessário para responder à compressibilidade do fluido e designa-se de caudal de compressibilidade. A componente $\frac{dV}{dt}$ corresponde ao caudal necessário para mover o embolo e consequentemente fazer variar o volume da câmara, sendo designado por caudal útil.

Cada uma das câmaras do actuador pode ser vista como uma câmara de volume variável como a representada na figura 22, resultando assim no esquema da figura 23.

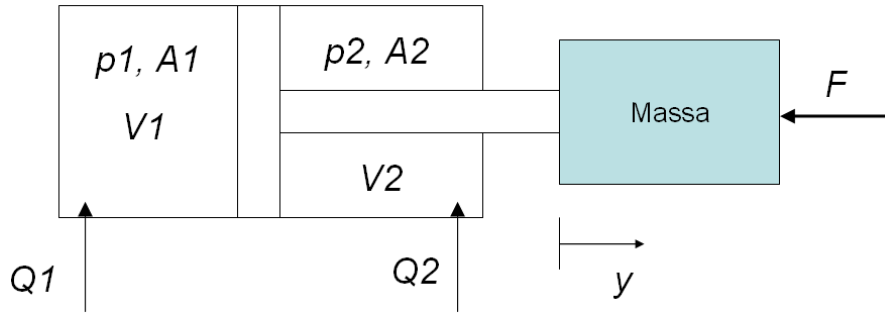


Figura 23 – Actuador hidráulico

Aplicando a lei da conservação da massa às diferentes câmaras tem-se:

$$Q_1 = \frac{V_1(y)}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + \frac{dV_1(y)}{dt} \quad (4.33)$$

$$Q_2 = \frac{V_2(y)}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} + \frac{dV_2(y)}{dt} \quad (4.34)$$

com

$$V_1(y) = V_{10} + A_1 y(t) \quad (4.35)$$

$$V_2(y) = V_{20} - A_2 y(t) \quad (4.36)$$

em que V_{10} e V_{20} representam os volumes iniciais das câmaras 1 e 2 respectivamente.

Das equações anteriores é possível obter um sistema que rege a evolução da pressão em cada uma das câmaras:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\beta_e}{V_1(y)} \left(Q_1 - \frac{dV_1(y)}{dt} \right) \quad (4.37)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\beta_e}{V_2(y)} \left(Q_2 - \frac{dV_2(y)}{dt} \right) \quad (4.38)$$

No modelo não foram considerados caudais de fuga pois a informação relativa aos elementos construtivos do actuador era insuficiente.

Conhecendo as pressões em cada uma das câmaras do actuador hidráulico é possível aplicar a 2ª Lei de Newton ao respectivo êmbolo. Desta forma é modelada a transformação de energia do fluido hidráulico em energia mecânica. As pressões em cada uma das câmaras actuam nas respectivas áreas de contacto originando forças que interagem com a força

externa, força de atrito e a massa em movimento. Assim, a equação da dinâmica fica descrita da seguinte forma:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = A_1 p_1 - A_2 p_2 - F_{ext} - F_{atrito} \quad (4.39)$$

em que,

M – massa a movimentar;

A_i – área de contacto da câmara i ;

p_i – pressão na câmara i ;

F_{ext} – força externa;

F_{atrito} – força de atrito no êmbolo;

y – posição do êmbolo.

4.4.1 Força de atrito

Devido às condições de vedação, os cilindros hidráulicos evidenciam um forte efeito de atrito seco. O comportamento da força de atrito é algo complexo, o que justifica a diversidade de modelos existentes, podendo-se encontrar uma descrição geral de alguns deles em [Ferreira03]. O atrito é habitualmente modelado através de uma função descontínua que relaciona a velocidade com a força de atrito que depende do sinal da velocidade. Normalmente são apenas considerados as componentes de Coulomb e atrito viscoso. Contudo, existem propriedades importantes observadas em sistemas com atrito que não conseguem ser traduzidas em modelos estáticos. Isto deve-se ao facto de o atrito não ter uma resposta instantânea à variação da velocidade, ou seja, o atrito possui uma dinâmica própria. Exemplos dessas propriedades complexas são: o movimento com stick-slip, caracterizado por forte atrito enquanto parado e a baixas velocidades, e baixo atrito durante o movimento rápido; deslocamento pré-sliding, que mostra que o atrito se comporta como uma mola quando a força aplicada é menor que a força de descolamento; comportamento histerético na relação entre o atrito e a velocidade.

Todas estas características estáticas e dinâmicas do atrito são consideradas no modelo analítico de dinâmica do atrito, denominado de LuGre e definido da seguinte forma:

$$F_{atrito} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + k_v \dot{y} \quad (4.40)$$

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{|\dot{y}|}{g(\dot{y})} z, \quad g(\dot{y}) = \frac{1}{\sigma_0} \left(F_C + (F_S - F_C) e^{-(\dot{y}/v_s)^2} \right) \quad (4.41)$$

em que \dot{y} representa a velocidade, e F_{atrito} é a força de atrito descrita por uma combinação linear de z , dz/dt e atrito viscoso. A equação (4.41) representa a dinâmica do estado interno do atrito z , que não é mensurável. A função $g(\dot{y})$ descreve parte das características em regime permanente do modelo para os movimentos com velocidade constante: v_s é a velocidade de Stribeck, F_S é o atrito estático, F_C é o atrito de Coulomb, k_v é o atrito viscoso. Desta forma, o modelo de atrito completo é caracterizado por quatro parâmetros estáticos e dois parâmetros dinâmicos, um coeficiente de rigidez e um coeficiente de amortecimento.

O modelo de LuGre usado no modelo do actuador hidráulico é baseado nas características de um actuador hidráulico existente na Secção de Automação, Instrumentação e Controlo do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial. Isso deve-se ao facto de não haver transdutores adequados à identificação das características de atrito dos actuadores hidráulicos do LESE. Assim, os parâmetros usados são os seguintes:

$$F_C = 102 \text{ N}$$

$$F_S = 255 \text{ N}$$

$$v_s = 0.019 \text{ m/s}$$

$$k_v = 1090 \text{ Ns/m}$$

$$\sigma_0 = 2.114 \times 10^7 \text{ m/s}$$

$$\sigma_1 = 2914 \text{ Ns/m}$$

A evolução da força de atrito em função da velocidade, de acordo com os parâmetros referidos, é ilustrada na figura 24.

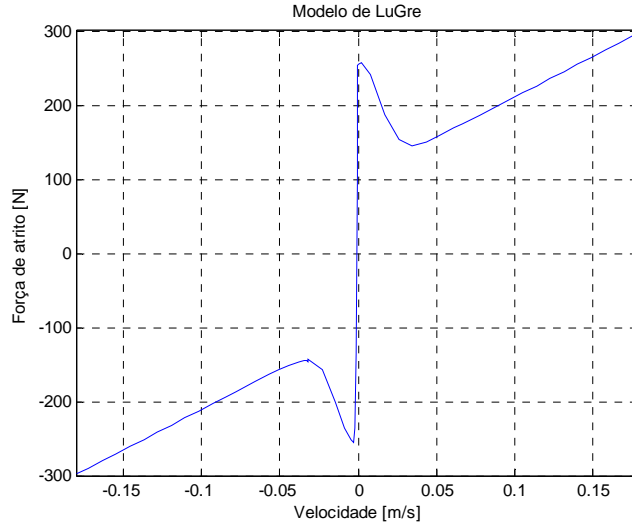


Figura 24 – Modelo de LuGre implementado no modelo do actuador hidráulico

4.5 Modelo global

4.5.1 Modelo não linear

O modelo dinâmico de cada um dos eixos electro-hidráulicos é conseguido associando os modelos da servo-distribuidora e do actuador. Dessa forma, o modelo resulta nas seguintes relações:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_v(t)}{dt} = v_v(t) \\ \frac{dv_v(t)}{dt} = -2\zeta_v \omega_{nv} v_v(t) - \omega_{nv}^2 u_v(t) + \omega_{nv}^2 u_{sat}(t) \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{\beta_e}{V_1(y(t))} (Q_1(u_v(t), p_1(t)) - A_1 v(t)) \\ \frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{\beta_e}{V_2(y(t))} (Q_2(u_v(t), p_2(t)) + A_2 v(t)) \\ \frac{dv(t)}{dt} = \frac{1}{M} \left(A_1 \left(p_1(t) - p_2(t) \frac{A_2}{A_1} \right) - F(t) - F_{atrito}(v) \right) \\ \frac{dy(t)}{dt} = v(t) \end{array} \right. \quad (4.42)$$

em que

$$u_{sat} = \begin{cases} 10 & \text{se } u \geq 10 \\ u & \text{se } -10 < u < 10 \\ -10 & \text{se } u \leq -10 \end{cases} \quad (4.43)$$

O modelo global não linear é então de sétima ordem, tendo em consideração a dinâmica associada ao modelo de atrito. Para melhor visualizar a interligação entre as vários componentes do modelo (4.42) é mostrado na figura 25 o diagrama de blocos correspondente.

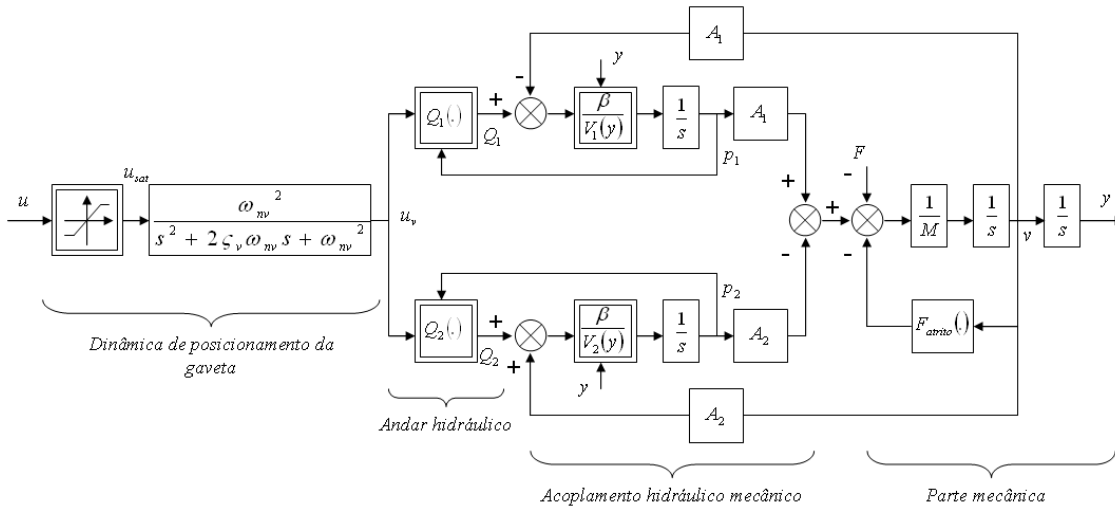


Figura 25 – Diagrama de blocos do modelo do sistema electro-hidráulico referente a um eixo

O diagrama de blocos representado mostra de forma sintetizada o modelo criado em *Matlab-Simulink*, de acordo com as equações que foram deduzidas. Esse modelo é uma representação realista do sistema real e servirá para estudar o seu comportamento e para teste de controladores.

4.5.2 Modelo linear

A síntese do controlador tem por base a utilização de um modelo linear de modo a facilitar os cálculos exigidos. Dessa forma, torna-se necessário deduzir um modelo linear que represente suficientemente bem o sistema real. A técnica mais difundida para deduzir um modelo linear a partir de um modelo não linear baseia-se na elaboração de um modelo linearizado pelo método de linearização tangente, válido em torno de um ponto de funcionamento. Considerando uma função não linear genérica $H=h(x(t),u(t))$, a sua linearização em torno de um ponto de funcionamento (x_0, u_0) é efectuada através da expansão em série de Taylor limitada à primeira ordem:

$$h(x(t), u(t)) \approx h(x_Q, u_Q) + \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{\substack{x=x_Q \\ u=u_Q}} (x(t) - x_Q) + \left. \frac{\partial h}{\partial u} \right|_{\substack{x=x_Q \\ u=u_Q}} (u(t) - u_Q) \quad (4.44)$$

Assim, o desempenho obtido com o controlador sintetizado é garantido em torno desse ponto de funcionamento. A realização de testes posteriores permitem então determinar o domínio de validade da lei de controlo sintetizada.

Tendo como base o modelo deduzido em [Niksefat01] para a síntese de um controlador de força robusto, para um sistema hidráulico de apenas um eixo, a linearização das expressões dos caudais nos orifícios da servo-distribuidora que ligam ao cilindro resulta em:

$$Q_1 = G_1 u_v - C_1 p_1 \quad (4.45a)$$

$$Q_2 = G_2 u_v - C_2 p_2 \quad (4.45b)$$

em que G_1 e G_2 representam o ganho em caudal da servo-distribuidora na direcção de cada uma das câmaras do cilindro, e C_1 e C_2 representam o ganho em caudal-pressão da servo-distribuidora também em cada uma dessas direcções, em torno da posição central da gaveta. Considerando a gaveta nessa posição vem que:

$$Q_1(u_v, p_1) = 0 \Rightarrow \frac{dQ_1}{du_v} = 0 \Leftrightarrow 0 = \frac{\partial Q_1}{\partial u_v} + \frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \frac{\partial p_1}{\partial u_v} \Leftrightarrow \frac{\partial Q_1}{\partial p_1} = - \frac{\partial Q_1}{\partial u_v} \Big/ \frac{\partial p_1}{\partial u_v} \quad (4.46a)$$

$$Q_2(u_v, p_2) = 0 \Rightarrow \frac{dQ_2}{du_v} = 0 \Leftrightarrow 0 = \frac{\partial Q_2}{\partial u_v} + \frac{\partial Q_2}{\partial p_2} \frac{\partial p_2}{\partial u_v} \Leftrightarrow \frac{\partial Q_2}{\partial p_2} = - \frac{\partial Q_2}{\partial u_v} \Big/ \frac{\partial p_2}{\partial u_v} \quad (4.46b)$$

sendo que $G_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial u_v}$, $G_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial u_v}$, $C_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial p_1}$ e $C_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial p_2}$.

Não se dispondo de resultados específicos de cada uma das meias pontes da servo-distribuidora, considera-se que as respectivas características estáticas apresentam uma evolução simétrica entre elas. Desta forma, e tendo em conta a simetria da servo-distribuidora, considera-se $C=C_1=C_2$ e $G=G_1$, sendo que $G_2=-G_1$.

Assumindo pequenos deslocamentos do êmbolo em torno do ponto de funcionamento, o volume em cada uma das câmaras pode ser simplificado através da média dos volumes iniciais. Desta forma, obtém-se a seguinte aproximação:

$$\frac{V_1(y)}{\beta_e} = \frac{V_2(y)}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_e} \left(\frac{V_{10} + V_{20}}{2} \right) = V \quad (4.47)$$

Assim, substituindo o volume simplificado na lei da conservação da massa em cada uma das câmaras do cilindro, expressões (4.33) e (4.34), escrita no domínio de Laplace, resulta nas seguintes expressões:

$$Q_1 = A_1 s Y(s) + V s P_1(s) \quad (4.48a)$$

$$Q_2 = -A_2 s Y(s) + V s P_2(s) \quad (4.48b)$$

Substituindo (4.45) em (4.48), e explicitando as pressões em cada uma das câmaras tem-se:

$$P_1(s) = -\frac{A_1 s}{V s + C} Y(s) + \frac{G}{V s + C} U_v(s) \quad (4.49a)$$

$$P_2(s) = \frac{A_2 s}{V s + C} Y(s) - \frac{G}{V s + C} U_v(s) \quad (4.49b)$$

O conjunto de equações em (4.49) permite fazer o acoplamento hidráulico/mecânico através da sua substituição na equação que estabelece a 2ª Lei de Newton, equação (4.39), desprezando-se a força externa. Em relação ao atrito, mais uma simplificação é feita. Para o modelo linear, assume-se que a força de atrito é apenas função da velocidade do êmbolo. Desta forma, essa força é originada pela multiplicação da velocidade com um coeficiente de atrito viscoso f . Neste caso, tendo em conta que se pretende representar o comportamento do sistema em torno de um ponto de funcionamento, deve ser considerado um valor para f suficientemente elevado de modo a ter em conta o fenómeno de atrito seco que se dá imediatamente antes do deslocamento propriamente dito. Desprezando para já a força externa que possa actuar na haste do actuador, a substituição atrás referida resulta na seguinte função de transferência:

$$\frac{Y(s)}{U_v(s)} = \frac{\frac{G(A_1 + A_2)}{MV}}{s \left(s^2 + s \left(\frac{MC + fV}{MV} \right) + \left(\frac{fC + (A_1^2 + A_2^2)}{MV} \right) \right)} = \frac{K \omega_{nh}^2}{s(s^2 + 2\zeta_h \omega_{nh} s + \omega_{nh}^2)} \quad (4.50)$$

A função de transferência (4.50) representa apenas a dinâmica associada ao actuador hidráulico, admitindo como entrada a imagem da posição da gaveta da servo-distribuidora, u_v , tendo como saída a posição do actuador, y . O modelo é de terceira ordem, do tipo 1, sendo os parâmetros que o caracterizam os seguintes:

- Frequência natural hidráulica (ao quadrado):

$$\omega_{nh}^2 = \frac{fC}{MV} + \frac{(A_1^2 + A_2^2)}{MV} = \frac{fC}{MV} + \frac{2\beta_e(A_1^2 + A_2^2)}{M(V_{10} + V_{20})} \quad (4.51)$$

- Factor de amortecimento hidráulico:

$$\zeta_h = \frac{MC + fV}{2MV\omega_{nh}} \quad (4.52)$$

- Ganho estático:

$$K = \frac{G(A_1 + A_2)}{fC + (A_1^2 + A_2^2)} \quad (4.53)$$

Tendo por base o modelo da servo-distribuidora e obtendo daí o ganho em pressão correspondente em torno da posição central da gaveta, $\left. \frac{\partial p}{\partial u} \right|_0$, chega-se a um valor de aproximadamente 1.82×10^7 Pa/V. Usando a expressão (4.46) obtém-se um valor para o ganho em caudal-pressão de aproximadamente 1.1×10^{-12} m³s⁻¹/Pa. Apesar de no presente caso já o ser, o ganho em caudal-pressão é geralmente muito baixo permitindo simplificar a obtenção dos parâmetros da função de transferência (4.50). Assim, as expressões de cálculo desses mesmos parâmetros reduzem-se a:

$$\omega_{nh}^2 = \frac{2\beta_e(A_1^2 + A_2^2)}{M(V_{10} + V_{20})} \quad (4.54)$$

$$\zeta_h = \frac{f}{2M\omega_{nh}} \quad (4.55)$$

$$K = \frac{G(A_1 + A_2)}{(A_1^2 + A_2^2)} \quad (4.56)$$

Tendo sido obtido o modelo linear que define a dinâmica do actuador hidráulico, falta agora contabilizar a dinâmica da servo-distribuidora. Ela modula o caudal a enviar para o actuador através do movimento da sua gaveta num meio viscoso. Tendo já sido usado um modelo linear para representar o comportamento dinâmico da servo-distribuidora, esse mesmo modelo pode integrar o modelo global do sistema. Desta forma, a função de transferência seguinte pretende representar essa dinâmica:

$$\frac{U_v(s)}{U(s)} = \frac{\omega_{nv}^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_{nv} s + \omega_{nv}^2} \quad (4.57)$$

em que ω_{nv} corresponde à frequência natural e ζ_v ao factor de amortecimento da servo-distribuidora. A função de transferência (4.57) é de segunda ordem, com ganho estático unitário, de modo a representar o mais fielmente possível a resposta em frequência fornecida pelo fabricante (figura 15). Como foi referido, os valores dos parâmetros considerados são os seguintes:

$$\omega_{nv} = 600 \text{ rad/s}$$

$$\zeta_v = 0.55$$

O modelo global então obtido (figura 26) é constituído pela colocação em série dos blocos correspondentes às funções de transferência de cada uma das dinâmicas: dinâmica da servo-distribuidora e a dinâmica do actuador hidráulico.

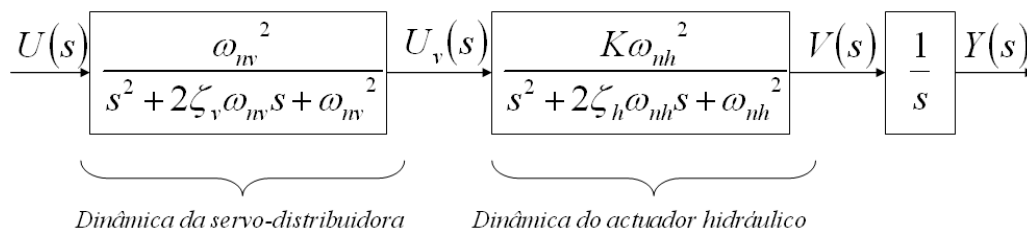


Figura 26 – Modelo global linear

A figura 26 ilustra o modelo linear do sistema global, sendo possível distinguir facilmente as duas dinâmicas principais. Neste caso, essas dinâmicas apresentam comportamentos bem distintos, sendo que a dinâmica da servo-distribuidora se encontra consideravelmente abaixo da dinâmica dos actuadores hidráulicos utilizados. Desta forma, é possível simplificar o modelo, desprezando a dinâmica mais alta, pois o seu comportamento será pouco perceptível na resposta do sistema global.

Considerando os actuadores previstos para usar no sistema de ensaios biaxial, actuadores 2 e 3, e substituindo as respectivas áreas na equação deduzida para o cálculo da frequência natural hidráulica, equação (4.54), obtêm-se os valores descritos na tabela 3. As frequências naturais alcançadas referem-se ao ponto ao longo do curso cujos valores são mais baixos, de acordo com a dedução da evolução da rigidez apresentada na próxima secção (4.5.3).

Tabela 3 – Frequência natural dos actuadores hidráulicos a utilizar

<i>Actuador 2</i>	<i>Actuador 3</i>
2813 rad/s	3800 rad/s

Dos valores calculados conclui-se que a dinâmica dominante, neste caso, será sempre a da servo-distribuidora. A diferença entre as duas dinâmicas é considerável sendo por isso possível admitir que a dinâmica dos actuadores é desprezável. Estes conseguem responder consideravelmente bem às solicitações impostas pela servo-distribuidora não afectando a dinâmica do sistema global.

Assim, o modelo global linear anteriormente apresentado, pode ser simplificado. Devido à alta dinâmica do actuador, este pode ser representado através de um simples integrador juntamente com o ganho estático K . No lugar do bloco que representa a dinâmica da servo-distribuidora, considera-se também uma função de transferência de segunda ordem e de ganho unitário, desta vez a representar a dinâmica do sistema global, cuja maior contribuição é dada pela servo-distribuidora. A ideia é ilustrada na figura 27.

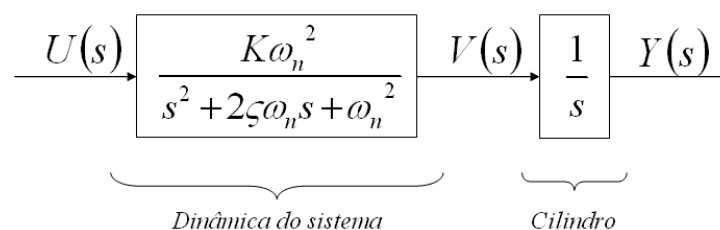


Figura 27 – Modelo global linear simplificado

O modelo linear final fica então reduzido a uma função de transferência de terceira, ordem do tipo 1, em que se dá mais ênfase à dinâmica da servo-distribuidora:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (4.58)$$

em que K representa o ganho estático dado pela equação (4.56), ω_n corresponde à frequência natural do sistema global, e ζ representa o factor de amortecimento do sistema global.

4.5.3 Obtenção dos parâmetros do modelo linear

Neste trabalho, os parâmetros do modelo linear deduzido, equação (4.58), foram obtidos em simulação, através do modelo não linear construído. A adopção deste método deve-se ao facto de o sistema real não possuir transdutores suficientes que permita uma identificação adequada e também ao considerável ruído presente nos sinais adquiridos. Além disso, o modelo não linear é a representação mais fiel do sistema real que se possui. Desta forma, optou-se por um método de identificação do modelo não linear em malha fechada recorrendo à montagem representada na figura 28.

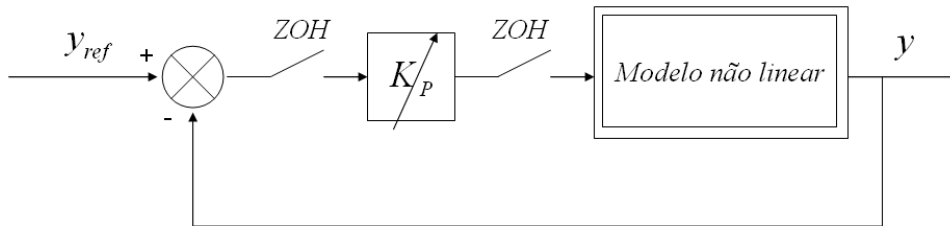


Figura 28 – Esquema para identificação do modelo não linear

Este método está ligado à determinação do limiar de estabilidade resultante do incremento do ganho. Consiste em aumentar gradualmente o ganho K_P por incrementos, até ao aparecimento do fenómeno de oscilação sustentada. De modo a contemplar desde já o efeito do funcionamento do controlador em tempo discreto, foram considerados dois retentores de ordem zero, ZOH , à entrada e à saída do ganho K_P . A frequência de amostragem é de 1 kHz, que é igual à frequência de funcionamento do controlador final implementado.

Tendo em conta que o modelo de atrito implementado entra em consideração com o atrito seco, aplica-se um pequeno degrau na referência para obrigar o êmbolo a deslocar-se e poder verificar a existência de oscilação. A auto sustentação é caracterizada pelo ganho critico K_{cr} e pela frequência critica de oscilação ω_{cr} .

Seja $G(s)$ o modelo que traduz o comportamento do sistema a identificar para um determinado ponto de funcionamento. Considerando a representação da resposta em

frequência pelo diagrama de Nyquist, o que se pretende com esta identificação é encontrar o ganho K_p e a frequência ω para os quais a função complexa $K_p G(j\omega) = |K_p G(j\omega)| / \underline{K_p G(j\omega)}$ passa pelo ponto $(-1, 0j)$. Tal ocorrência implica as seguintes condições:

$$\begin{cases} |K_{cr} G(j\omega_{cr})| = 1 \\ \angle K_{cr} G(j\omega_{cr}) = -180^\circ \end{cases} \quad (4.59)$$

Da resolução destas duas equações resulta:

$$\begin{cases} \left| K_{cr} \frac{K\omega_n^2}{j\omega_{cr}(-\omega_{cr}^2 + 2\zeta\omega_n\omega_{cr}j + \omega_n^2)} \right| = 1 \\ \angle \frac{K_{cr} \frac{K\omega_n^2}{j\omega_{cr}(-\omega_{cr}^2 + 2\zeta\omega_n\omega_{cr}j + \omega_n^2)}}{K_{cr} \frac{K\omega_n^2}{j\omega_{cr}(-\omega_{cr}^2 + 2\zeta\omega_n\omega_{cr}j + \omega_n^2)}} = -180^\circ \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \omega_n = \omega_{cr} \\ \zeta = \frac{K_{cr}K}{2\omega_n} \end{cases} \quad (4.60)$$

De (4.60) conclui-se que, neste sistema, a frequência ω_{cr} corresponde à frequência ω_n . Fica desta forma determinada a expressão que permite obter o factor de amortecimento em função da frequência natural do sistema, ω_n , e do ganho K .

O ponto de funcionamento pretendido para a aplicação do método descrito, deve contemplar a situação mais desfavorável em termos de dinâmica do sistema. Num actuador hidráulico, a rigidez em cada uma das câmaras varia consoante a posição da haste o que, consequentemente, origina uma variação da frequência natural. Assim, a equação (4.54) pode ser vista da seguinte forma:

$$\omega_{nh} = \sqrt{\frac{K_{rigidez}}{M}} \quad (4.61)$$

Apesar de o fluido hidráulico ser usualmente considerado um fluido incompressível, na realidade isso não acontece. A uma variação do volume, ΔV , corresponde uma variação da pressão, Δp , de acordo com a expressão (4.62).

$$\Delta p = -\beta \frac{\Delta V}{V} \quad (4.62)$$

Além disso, o próprio corpo do cilindro não possui uma rigidez infinita, deformando-se na presença de alta pressão nas suas câmaras. Na altura da dedução do modelo do actuador hidráulico, todos estes factores foram contabilizados através do módulo de compressibilidade efectivo β_e , sendo-lhe habitualmente atribuído um valor na ordem de 13500 bar.

Assim sendo, de acordo com [Dörr86], o actuador hidráulico pode ser visto como uma massa que se encontra ligada a duas molas, cada uma com a sua rigidez própria, representando cada uma das câmaras, conforme ilustrado na figura 29.

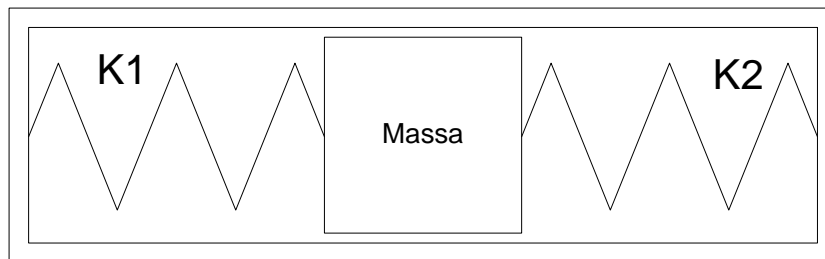


Figura 29 – Rigidez de um actuador hidráulico

De acordo com a equação (4.61), quanto mais baixa for a rigidez menor será a frequência natural. Portanto, a situação mais desfavorável em termos dinâmicos será no ponto em que a rigidez do actuador é mínima.

Considere-se a figura seguinte para o cálculo da rigidez.

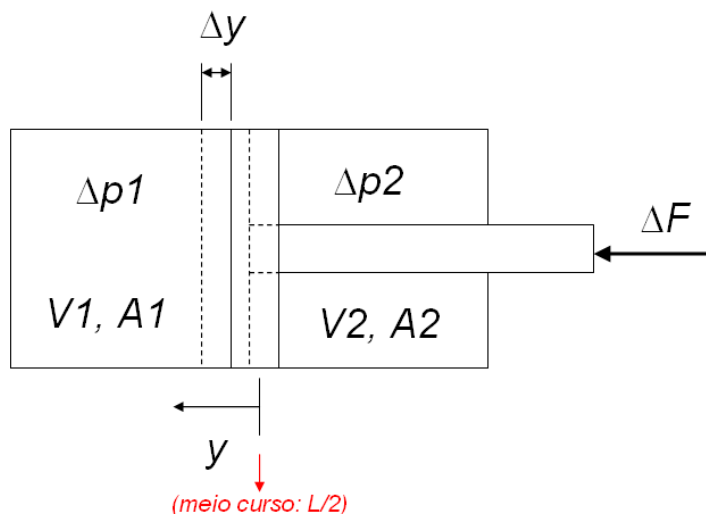


Figura 30 – Esquema para o cálculo da rigidez do actuador

A uma variação da força aplicada, ΔF , verifica-se uma variação das pressões em cada uma das câmaras do actuador, Δp_1 e Δp_2 , e uma variação da posição da haste, Δy . Assim:

$$\Delta F = \Delta p_1 A_1 - \Delta p_2 A_2 = -\beta_e \frac{\Delta V_1}{V_{10}} A_1 + \beta_e \frac{\Delta V_2}{V_{20}} A_2 \quad (4.63)$$

sabendo que

$$\begin{aligned} V_{10} &= \left[\frac{L}{2} - y \right] A_1 \\ V_{20} &= \left[\frac{L}{2} + y \right] A_2 \end{aligned} \quad (4.64)$$

e que

$$\begin{aligned} \Delta V_1 &= -A_1 \Delta y \\ \Delta V_2 &= A_2 \Delta y \end{aligned} \quad (4.65)$$

Substituindo (4.64) e (4.65) na equação (4.63) obtém-se a rigidez em função da posição y da haste.

$$\frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{\beta_e A_1^2}{V_1 - y A_1} + \frac{\beta_e A_2^2}{V_2 + y A_2} = K_{\text{rigidez}} \quad (4.66)$$

Cada uma das parcelas da soma incluída na equação (4.66) corresponde a cada rigidez considerada na figura 29, K_1 e K_2 .

Substituindo os valores associados a cada um dos actuadores 2 e 3 na equação (4.66), obtém-se a evolução da rigidez em cada um deles, em função da posição da haste, como se ilustra na figura seguinte.

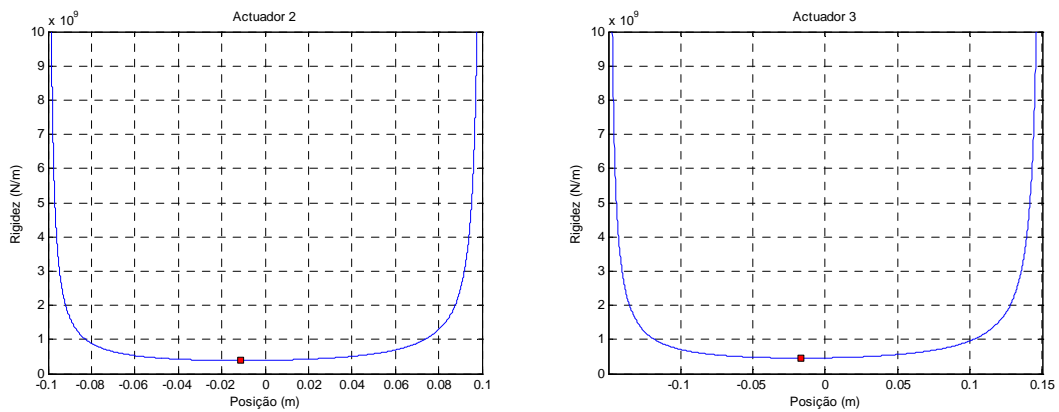


Figura 31 – Evolução da rigidez nos actuadores 2 e 3

Pela figura 31 verifica-se que junto aos limites do curso a rigidez aumenta abruptamente, consequência da diminuição do volume de cada uma das câmaras. O ponto a vermelho localiza o ponto de rigidez mínima. No caso do actuador 2, o ponto de rigidez

mínima localiza-se a cerca de 10 mm do meio curso, sendo que no actuador 3, a rigidez mínima verifica-se a cerca de 16 mm do meio curso.

Considerando o ponto de funcionamento em que a dinâmica dos actuadores é mais baixa, o método de identificação descrito anteriormente foi aplicado ao modelo não linear de cada actuador. A pressão considerada para o sistema foi de 150 bar. Os resultados obtidos são ilustrados na figura 32.

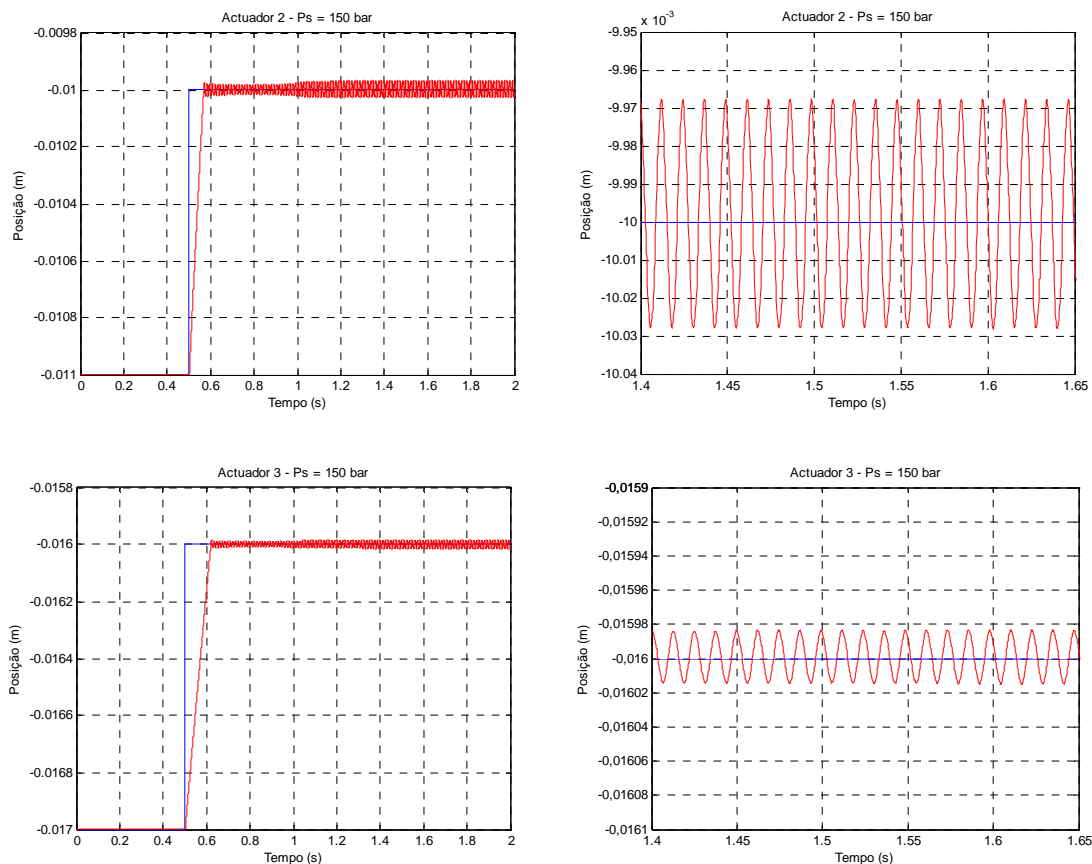


Figura 32 – Resposta do sistema no limite da estabilidade considerando o actuador 2 (em cima) e o actuador 3 (em baixo)

Com o actuador 2 o regime de oscilação sustentada foi obtido com um K_{cr} de 253500. A frequência de oscilação, que segundo (4.60) é igual à frequência natural do sistema ω_n , é de aproximadamente 503 rad/s, resultante dos 4 picos verificados no intervalo de 1.45 segundos a 1.50 segundos. Considerando o actuador 3, foi obtido o limiar da estabilidade com um K_{cr} a rondar os 470000, sendo a frequência de oscilação aproximadamente igual à da obtida com o actuador 2. Estes resultados vêm salientar que a dinâmica do sistema encontra-se muito próxima, no entanto, abaixo da dinâmica da servo-distribuidora, 600 rad/s, sendo a dinâmica dos actuadores desprezável.

Usando as equações (4.56) e (4.60) é possível obter os valores dos restantes parâmetros do modelo linear simplificado do sistema, considerando ambos os actuadores.

Tabela 4 – Parâmetros do modelo linear simplificado do sistema considerando os dois actuadores

<i>Actuador 2</i>	<i>Actuador 3</i>
$\omega_n = 503 \text{ rad/s}$	$\omega_n = 503 \text{ rad/s}$
$K = 0.0013168 \text{ ms}^{-1}/\text{V}$	$K = 0.00074068 \text{ ms}^{-1}/\text{V}$
$\zeta = 0.332$	$\zeta = 0.346$

4.6 Comparação com dados experimentais

Usando o sistema de controlo do sistema de ensaios, foi implementada uma pequena aplicação em *LabVIEW* (<http://www.ni.com>) para geração de trajectórias, controlo de eixos e aquisição de dados dos actuadores hidráulicos. Essa aplicação permitiu recolher dados para confrontação com os obtidos em simulação, através do modelo não linear anteriormente deduzido. A figura 33 mostra a trajectória imposta.

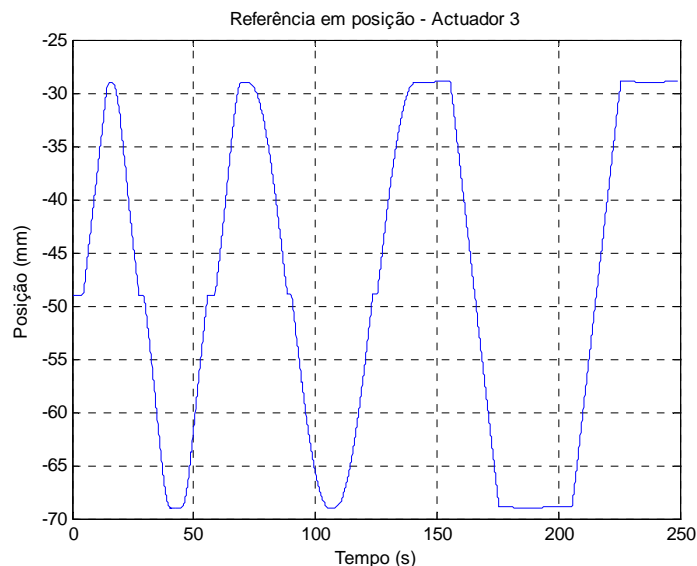


Figura 33 – Trajectória imposta no eixo electro-hidráulico constituído pelo actuador 3

A trajectória foi imposta com o sistema em malha fechada, sendo controlado com um controlador PI de ganho proporcional igual a 6000 e com constante de tempo integrativa de 0.1 segundos, a uma frequência de amostragem de 1 kHz.

O actuador encontrava-se ligado através de uma rótula em cada uma das extremidades, estando uma fixa à estrutura de reacção do sistema de ensaios, e a outra ligada a um perfil H em aço aparafusado a uma base rígida mas com interposição de uma camada flexível de Neoprene. Dessa forma, tornou-se possível originar uma força de perturbação sentida pelo actuador, cuja evolução se ilustra na figura 34.

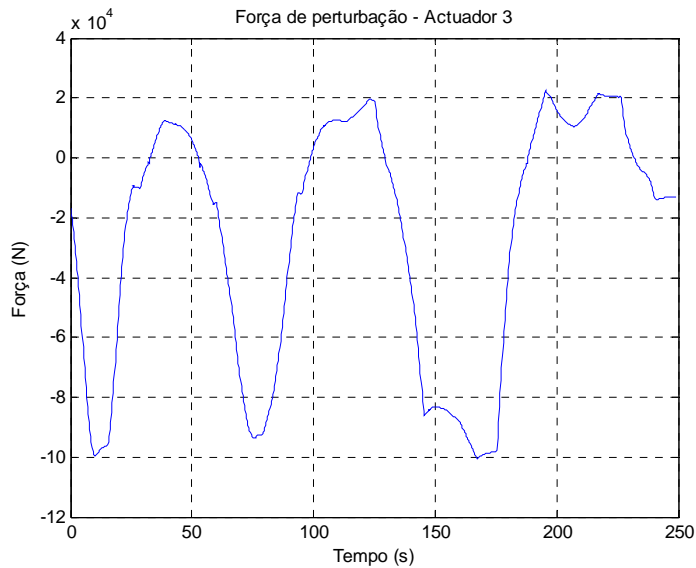


Figura 34 – Força de perturbação medida

Nestas condições, foram adquiridos os dados da posição e do sinal de comando de resposta do sistema. Impondo a mesma referência e a mesma evolução da força perturbadora, foram também obtidos os dados de posição e sinal de comando através do modelo não linear. As figuras 35 e 36 ilustram a comparação entre o real e o simulado para posição e acção de controlo.

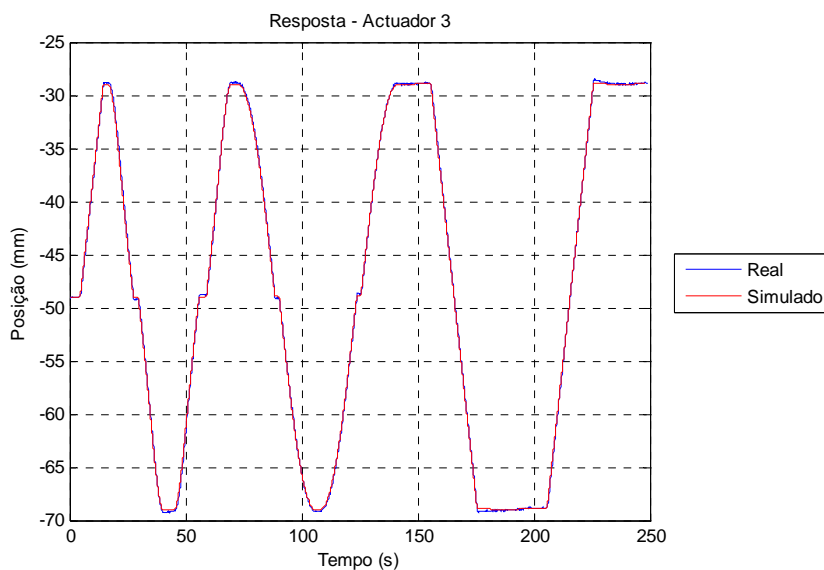


Figura 35 – Resultados de posição obtidos com o sistema real e com o modelo não linear

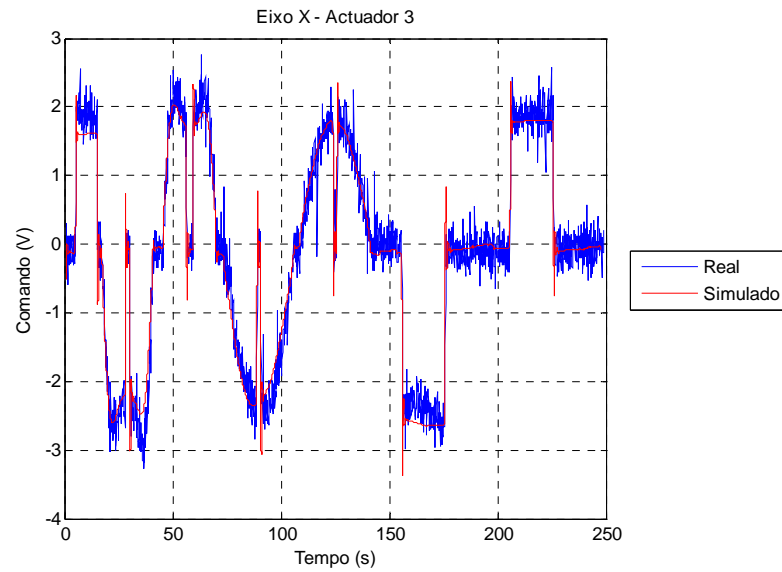


Figura 36 – Evolução dos sinais de comando obtidos com o sistema real e com o modelo não linear

Dos resultados mostrados verifica-se que o modelo não linear tem uma evolução muito próxima do modelo real tanto em posição como no sinal de comando. Neste ultimo caso, é visível a presença de algum ruído. Esse fenómeno deve-se ao considerável nível de ruído presente nos sinais aliado ao ganho proporcional implementado no controlador PI. Apesar disso, o sinal de comando obtido em simulação evolui muito próximo da média dessa oscilação.

5 Estudo comportamental do sistema de ensaios

5.1 Introdução

Neste capítulo é feito um estudo geral sobre o comportamento do sistema de ensaios quer a nível cinemático, quer ao nível hidráulico. Relativamente ao estudo cinemático pretende-se conhecer as características do sistema na configuração pretendida para os ensaios biaxiais, verificando as suas capacidades e problemas de implementação. A nível hidráulico, o objectivo do estudo prende-se também com as capacidades do sistema, pretendendo-se saber se o cumprimento das especificações dos ensaios é garantido. Os principais parâmetros a ter em conta relativamente às especificações são a velocidade e a força a suportar pelos actuadores durante os ensaios. Tratando-se de ensaios quase-estáticos, a velocidade a garantir encontra-se na ordem de 1 mm/s. Em termos de força, o valor máximo a suportar é de 200kN.

5.2 Cinemática do sistema de ensaios

O sistema de ensaios é constituído por dois actuadores, cada um com uma rótula em cada uma das extremidades, o que confere a cada uma delas 3 graus de liberdade. Os actuadores estão dispostos próximo da perpendicular entre si, o que leva que seja designado de actuador X e actuador Y ao actuador colocado paralelamente ao eixo X e ao actuador colocado paralelamente ao eixo Y, respectivamente. Em cada um deles, uma das rótulas encontra-se ligada a um sistema de apoio fixo e a outra rótula liga-se ao sistema de amarração do provete.

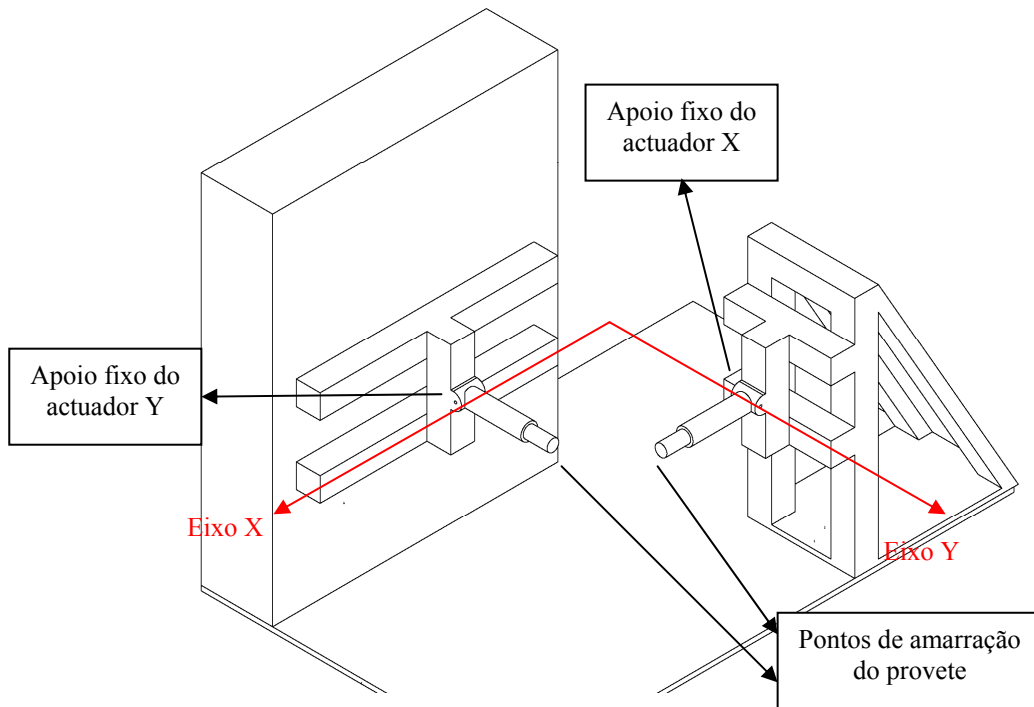


Figura 37 – Esquema dos sistemas de apoio fixos do sistema de ensaios do LESE

Este sistema induz forças em duas faces do provete a testar, obrigando-o a descrever certas trajectórias. A figura 38 ilustra uma situação genérica de aplicação de forças ao provete no plano XY definido pelos eixos X e Y mostrados na figura 1.

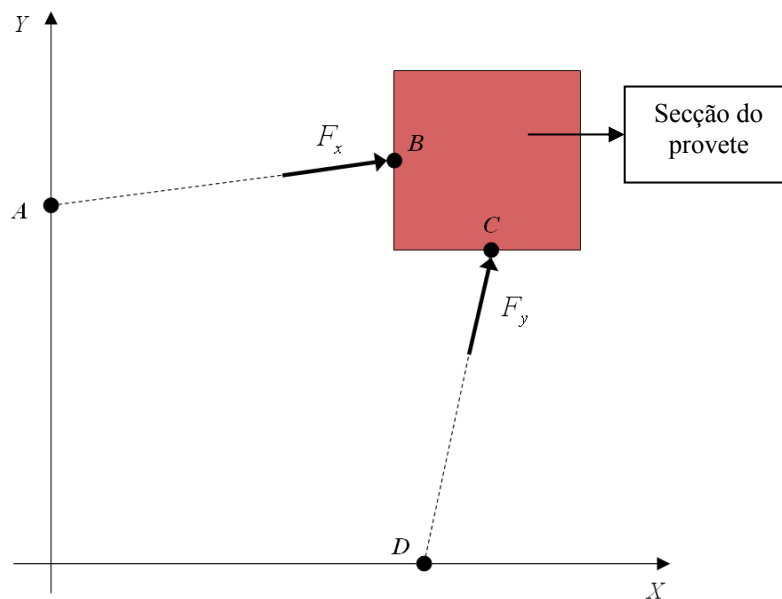


Figura 38 – Aplicação de forças ao provete

O tramo AB define o comprimento e direcção do actuador X, o tramo CD define o comprimento e direcção do actuador Y. Como foi referido anteriormente, cada um dos pontos

A , B , C e D representa uma rótula. A força F_x representa a força exercida pelo actuador X e a força F_y representa a força exercida pelo actuador Y.

Inicialmente os dois actuadores não estavam apoiados ao mesmo nível pois o modo de amarração originava problemas de atravancamento. Esse facto complicaria significativamente o algoritmo de geração de trajectórias, problema esse que levou a obter uma solução para o sistema de amarração do provete que consiga transmitir as forças necessárias, mantendo os dois actuadores no mesmo plano. Essa solução pode ser vista mais à frente no capítulo 7, na montagem para o teste da aplicação. Contudo, mesmo tendo o sistema nessa configuração, o provete, ao sofrer flexão, irá alterar o plano de trabalho dos actuadores. Essa alteração, apesar de ser pequena, origina uma diferença entre o deslocamento pretendido e o deslocamento realmente imposto no provete. A figura 39 ilustra esse problema, que é originado pelo deslocamento dz do plano de aplicação das forças.

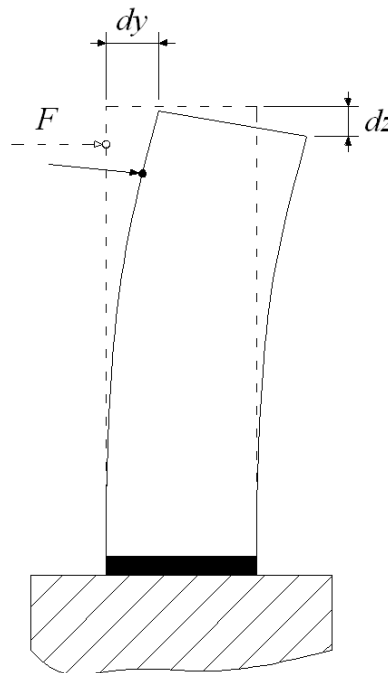


Figura 39 – Variação da altura do provete devido à flexão

O estudo da cinemática deste sistema de ensaios pode ser feito através da analogia com um sistema mecânico de quatro barras num plano, como o ilustrado na figura 40 através das barras AB , BC , CD e DA . Este tipo de sistemas tem vindo a ser alvo de muita investigação desde a criação da máquina a vapor por James Watt. O alvo dessas investigações prende-se principalmente pelo grande número de configurações possíveis que permitem descrever trajectórias úteis para certas aplicações, como referido em [Hartenberg64].

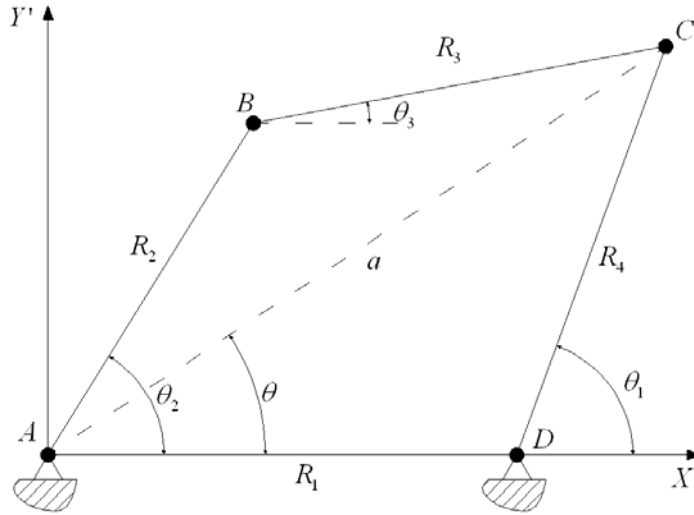


Figura 40 – Sistema mecânico de quatro barras

Este estudo permite averiguar até que ponto o sistema mecânico actualmente implementado é capaz de realizar os ensaios biaxiais pretendidos. Além disso, é um estudo crucial para a implementação do gerador de trajectórias. Assim, com a análise do sistema de quatro barras da figura 40, usando a notação indicada, pretende-se conhecer a relação entre os vários parâmetros de modo a caracterizar completamente o sistema, e desse modo conhecer a orientação de cada barra.

Considerando as projecções nos eixos X' e Y' da diagonal a que liga o ponto A ao ponto C , são obtidas as seguintes equações:

$$a \cos \theta = R_2 \cos \theta_2 + R_3 \cos \theta_3 \quad (5.1)$$

$$a \sin \theta = R_2 \sin \theta_2 + R_3 \sin \theta_3 \quad (5.2)$$

sendo possível definir θ da seguinte forma:

$$\theta = \arctan\left(\frac{R_4 \sin \theta_1}{R_1 + R_4 \cos \theta_1}\right) \quad (5.3)$$

Explicitando $\sin \theta_3$ e $\cos \theta_3$ em (5.1) e (5.2) respectivamente, obtém-se:

$$\sin \theta_3 = \frac{a \sin \theta - R_2 \sin \theta_2}{R_3} \quad (5.4)$$

$$\cos \theta_3 = \frac{a \cos \theta - R_2 \cos \theta_2}{R_3} \quad (5.5)$$

Elevando ao quadrado cada uma das expressões (5.4) e (5.5), e somando as duas de modo a usar a propriedade $\cos^2 \theta_3 + \sin^2 \theta_3 = 1$, tem-se:

$$\left(\frac{a \sin \theta - R_2 \sin \theta_2}{R_3} \right) + \left(\frac{a \cos \theta - R_2 \cos \theta_2}{R_3} \right) = 1 \Leftrightarrow \quad (5.6)$$

$$\Leftrightarrow a^2 + R_2^2 - 2aR_2(\cos \theta \cos \theta_2 + \sin \theta \sin \theta_2) = R_3^2$$

Sabendo que $\cos \theta \cos \theta_2 + \sin \theta \sin \theta_2 = \cos(\theta - \theta_2)$, da equação (5.6) obtém-se o ângulo θ_2 em função do ângulo θ_1 .

$$\theta_2 = \theta \pm \arccos\left(\frac{a^2 + R_2^2 - R_3^2}{2aR_2}\right) \Leftrightarrow \quad (5.7)$$

$$\Leftrightarrow \theta_2 = \arctan\left(\frac{R_4 \sin \theta_1}{R_1 + R_4 \cos \theta_1}\right) \pm \arccos\left(\frac{a^2 + R_2^2 - R_3^2}{2aR_2}\right)$$

A equação (5.7) mostra que existem duas soluções possíveis para o ângulo θ_2 , mantendo o ângulo θ_1 constante e garantindo os mesmos comprimentos das barras. A figura 41 ilustra esse facto. Os pontos B e B' resultam das duas orientações que a barra R_2 pode ter.

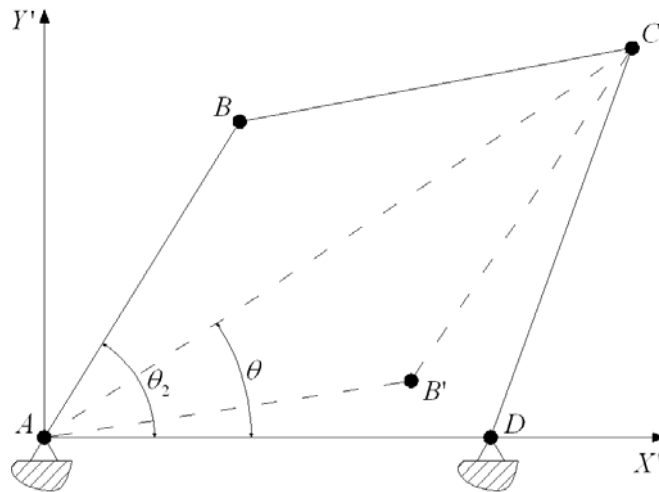


Figura 41 – Duas soluções possíveis mantendo o mesmo valor do ângulo θ

Como se verifica, as duas soluções devem-se ao facto de não se ter considerado um valor para o ângulo θ_3 . Comparando a configuração em que se considera o ponto B com a configuração em que se considera o ponto B' , verifica-se que o ângulo θ_3 não é o mesmo nas duas situações. Assim, considerando que o sistema nunca muda de quadrante, devido a impossibilidade física, e que o valor do ângulo θ_3 é conhecido, juntamente com o comprimento das quatro barras, todo o sistema fica caracterizado.

Mais uma vez, considerando as projecções da diagonal a nos eixos X' e Y' obtém-se:

$$a \cos \theta = R_1 + R_4 \cos \theta_1 \quad (5.8)$$

$$a \sin \theta = R_4 \sin \theta_1 \quad (5.9)$$

De novo elevando ao quadrado cada uma das expressões (5.8) e (5.9), e somando as duas de modo a usar a propriedade $\cos^2 \theta + \sin^2 \theta = 1$, tem-se:

$$a^2 = R_1^2 + R_4^2 + 2R_1R_4 \cos \theta_1 \quad (5.10)$$

Considere-se agora o ângulo γ de acordo com a figura 42:

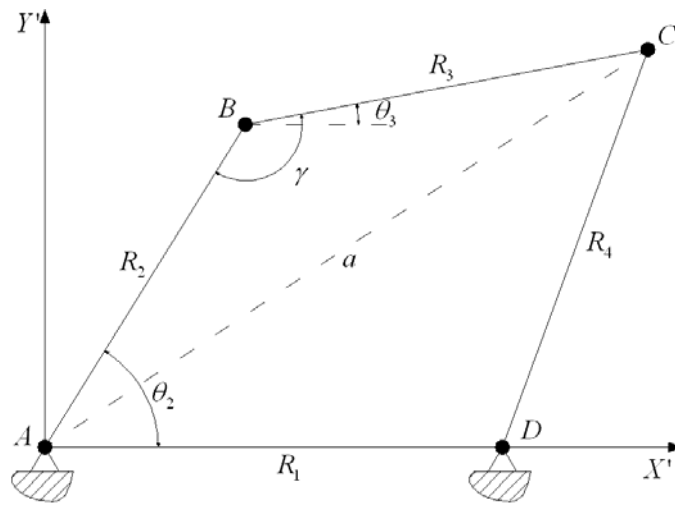


Figura 42 – Definição do ângulo γ

Da relação entre os ângulos resulta que:

$$\theta_3 = \theta_2 + \gamma - 180^\circ \quad (5.11)$$

Considerando o triângulo constituído pelas barras R_2 e R_3 e pela diagonal a , obtém-se a seguinte relação trigonométrica:

$$a^2 = R_2^2 + R_3^2 - 2R_2R_3 \cos \gamma \quad (5.12)$$

Substituindo a equação (5.12) em (5.10) define-se o ângulo γ em função do ângulo θ_1 .

$$\gamma = \arccos \left(\frac{R_2^2 + R_3^2 - R_1^2 - R_4^2 - 2R_1R_4 \cos \theta_1}{2R_2R_3} \right) \quad (5.13)$$

Sabendo o ângulo γ , através de (5.13), e conhecendo o ângulo θ_3 , o ângulo θ_2 fica completamente definido através da equação (5.11), ficando a equação (5.7) com apenas uma solução possível no quadrante considerado. Desta forma, o sistema de quatro barras fica

completamente definido sabendo o comprimento das quatro barras e a orientação da barra que não possui pontos fixos, barra *BC*.

Fazendo a analogia com o sistema de ensaios, este pode ser decomposto nas várias partes de um sistema mecânico de quatro barras. Cada um dos actuadores hidráulicos pode ser visto como uma barra com um determinado comprimento em cada instante. O provete pode ser simplificado para uma barra que une os pontos de aplicação das forças. Para completar o sistema, é acrescentada uma barra que liga as duas rótulas fixas dos actuadores, correspondentes aos pontos *A* e *D* da figura 40. A ligação entre as barras permite a rotação entre si, sendo apenas definido o ponto de ligação. A figura 43 ilustra a montagem descrita.

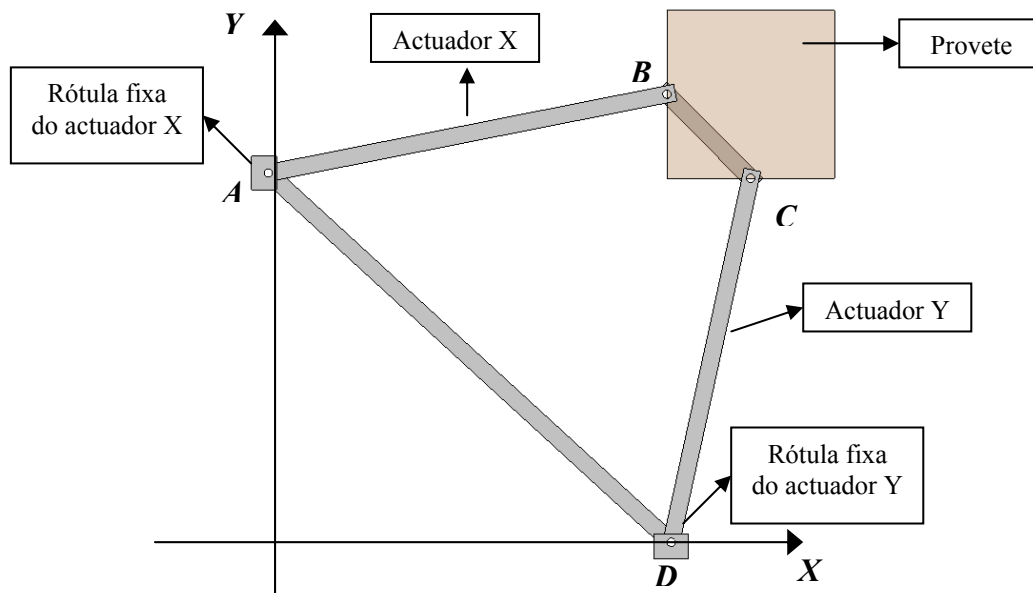


Figura 43 – Analogia do sistema de ensaios com um sistema de quatro barras

A barra que une as duas rótulas fixas, *AD*, não varia de comprimento e não se move relativamente ao referencial fixo, localizando os pontos de fixação dos actuadores. Os actuadores *X* e *Y*, definidos pelas barras *AB* e *CD* respectivamente, variam de comprimento de acordo com a posição pretendida para o provete. São eles os únicos graus de liberdade que permitem mobilizar o provete. A barra *BC* pretende representar a ligação rígida entre os actuadores através do provete. O ângulo θ_3 do sistema de quatro barras da figura 40, está associado à rotação da barra *BC* que, por sua vez, está associado à rotação do provete.

Se for considerada uma situação estática do sistema de quatro barras, que tenha como objectivo levar o provete a uma posição bem conhecida, verifica-se que não existe uma

solução única para a configuração alcançada. Os comprimentos impostos aos actuadores hidráulicos podem ser garantidos num número infinito de configurações de acordo com a rotação da barra que simula o provete, tal como ilustrado na figura 44.

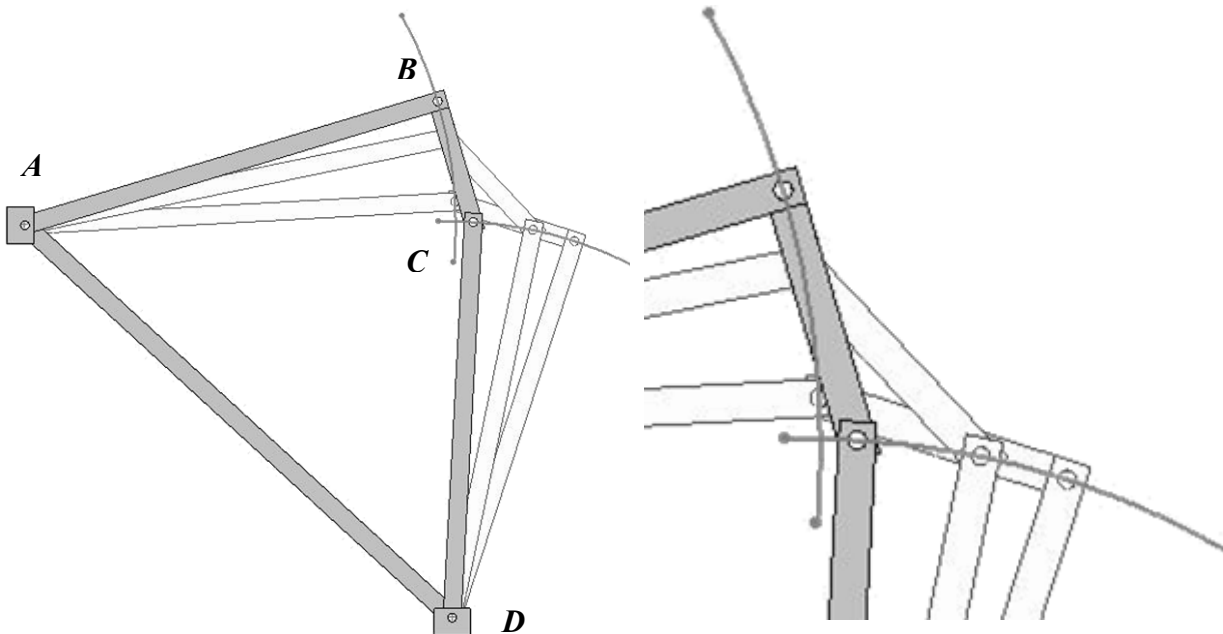


Figura 44 – Infinitude de configurações para um determinado comprimento dos actuadores

Desta forma, verifica-se que, com apenas dois actuadores, não é possível levar a uma posição bem conhecida. Independentemente do comprimento dos actuadores, o provete pode sofrer rotação em torno de si mesmo, resultante da variação análoga à do ângulo θ_3 do sistema de quatro barras da figura 40, alterando o posicionamento previsto. Além disso, tendo apenas a informação dos comprimentos dos actuadores não é possível conhecer a posição real do provete, à semelhança do que foi concluído no estudo do sistema de quatro barras da figura 40. Torna-se então necessário complementar a cadeia cinemática actual com algo mais que resolva o posicionamento relativo entre as barras. Assim, para resolver o problema são propostas duas soluções possíveis:

- colocar uma restrição mecânica que imponha a orientação da barra que simula o provete, e desta forma estabelecer um ângulo θ_3 fixo;
- acrescentar mais um actuador de modo a ter um grau de liberdade adicional, sendo assim possível variar o ângulo θ_3 de forma controlada.

As duas soluções são ilustradas nas figuras 45 e 46. Pretende-se dar a conhecer esquemas de princípio de solução e não as soluções construtivas, sendo por isso mostrados esquemas simplificados

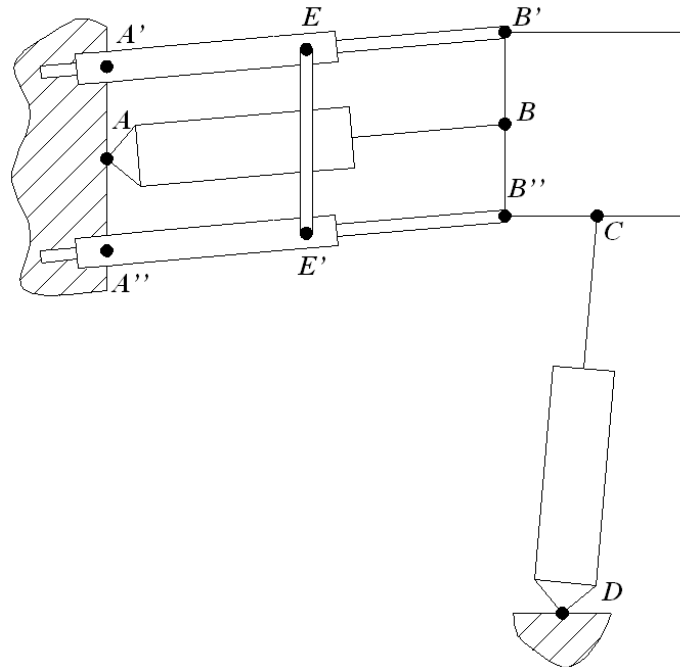


Figura 45 – Sistema com restrição mecânica de rotação do provete

Na solução esquematizada na figura 45 é imposta uma restrição mecânica de modo a que a secção do provete tenha sempre a mesma orientação. Isso é conseguido através de uma estrutura em paralelogramo formada pelos pontos A' , E , E' e A'' . Os segmentos de recta $A'A''$ e EE' possuem o mesmo comprimento e são paralelos entre si em cada instante, fazendo com que a face do provete $B'B''$, tendo também o mesmo comprimento, possua a mesma orientação dos segmentos anteriores. De modo a acomodar as variações de comprimento do actuador que une os pontos A e B , o paralelogramo deve ser implementado com guiamentos extensíveis entre os pontos A' e B' e entre os pontos A'' e B'' .

Esta solução tem a vantagem de implementar um sistema passivo para a imposição da orientação do provete. No entanto, os guiamentos necessários podem adicionar mais problemas de atravancamento aos já existentes, nomeadamente no sistema de amarração ao provete. Além disso, os esforços a absorver pelo paralelogramo requerem que este sistema possua uma solução construtiva com boa robustez.

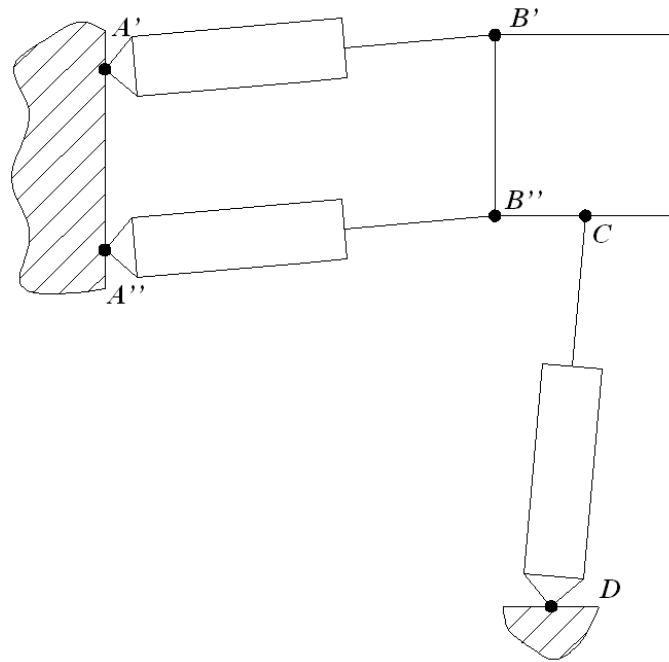


Figura 46 – Sistema com grau de liberdade adicional

Na figura 46 está esquematizada uma outra possível solução para o posicionamento correcto do provete a ensaiar. Esta solução implementa um grau de liberdade adicional, relativamente ao já existente, através de um novo actuador hidráulico esquematizado entre os pontos A' e B' . Desta forma, os pontos A' , B' , A'' e B'' formam um paralelogramo, sendo possível assim obter comprimentos diferentes nos segmentos de recta $A'B'$ e $A''B''$. Assim, é possível impôr de forma controlada, diferentes orientações para a secção do provete.

Esta segunda solução proposta tem a vantagem de ser mais flexível em relação à primeira visto ser possível impôr uma rotação em torno do eixo do provete. Contudo, essa possibilidade requer um algoritmo de controlo e geração de trajectórias mais complexo.

Considerando a possibilidade de ser construída uma solução de raiz para o sistema de ensaios biaxiais, a problemática da rotação do provete poderia ser resolvida de forma mais rigorosa. Nesse caso, adoptando também uma solução hidráulica, a resolução do problema poderia passar pela implementação de uma mesa XY cujo dispositivo de posicionamento possui a amarração com o provete a testar. Independentemente da posição, os actuadores estariam sempre na perpendicular entre si o que simplificaria significativamente o algoritmo de geração de trajectórias. O ponto crítico desta solução encontra-se na compensação da flexão do provete. A mesa XY teria que possuir graus de liberdade que lhe permitissem acomodar as variações de altura do provete e a rotação da secção do provete no ponto de amarração. Ao mesmo tempo teria que suportar as forças de reacção provocadas pelo deslocamento do provete.

5.3 Características do sistema hidráulico em regime estabelecido

Os servomecanismos têm como objectivo impor uma determinada grandeza mecânica (deslocamento, força, etc) a um dado sistema, de acordo com uma referência imposta através de um sinal de comando. Este facto implica que a cada servomecanismo estejam associados uma amplificação de potência e a necessidade de realizar controlo de alguma forma. As aplicações em que este tipo de sistemas se inserem, exigem na maior parte dos casos um bom rigor na imposição da grandeza em questão e um bom funcionamento independentemente das condições de trabalho e de alguma perturbação que possa aparecer. Assim, estando relacionados com as aplicações mais exigentes, os servomecanismos apresentam um sistema de controlo em malha fechada, como é o caso do sistema de ensaios do LESE. Um sistema de controlo em malha fechada genérico é mostrado na figura 47.

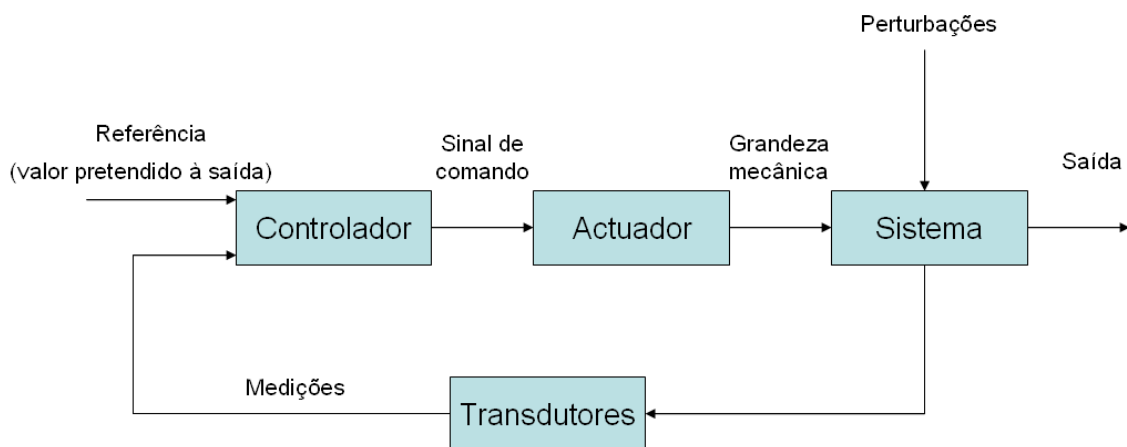


Figura 47 – Sistema de controlo em malha fechada

O ramo de realimentação é usado pelo controlador, juntamente com o valor de referência, para gerar o sinal de comando a enviar para o actuador. Por sua vez, o actuador age em conformidade com o sinal recebido, aplicando o valor da grandeza mecânica ao sistema de modo a que este responda com a saída pretendida. Todo este comportamento do servomecanismo deve estar de acordo com as especificações estipuladas na fase de projecto. Conhecer quais os requisitos necessários para cada aplicação e estabelecer o desempenho tanto a nível estático como dinâmico, são tarefas cruciais para o projecto adequado de um servomecanismo.

No presente caso, o sistema de ensaios do LESE é uma aplicação típica de um servomecanismo para imposição rigorosa de deslocamentos a pilares de teste. Devido às grandes forças envolvidas neste tipo de ensaios, o servomecanismo deve apresentar uma boa

robustez, não só mecânica, mas também na anulação do efeito das perturbações existentes. Garantindo essa robustez é possível garantir o posicionamento pretendido nos ensaios. Assim, para este sistema foi adoptada uma solução electro-hidráulica devido à robustez inerente e à grande disponibilidade em termos de aplicação de força.

Considerando apenas um eixo do sistema de ensaios, este é constituído por um cilindro assimétrico de duplo efeito, controlado por uma servo-distribuidora para regulação de caudal. O caudal máximo do sistema é imposto por uma bomba hidráulica, sendo a pressão do sistema imposta por uma válvula limitadora de pressão. A figura 48 ilustra a montagem descrita.

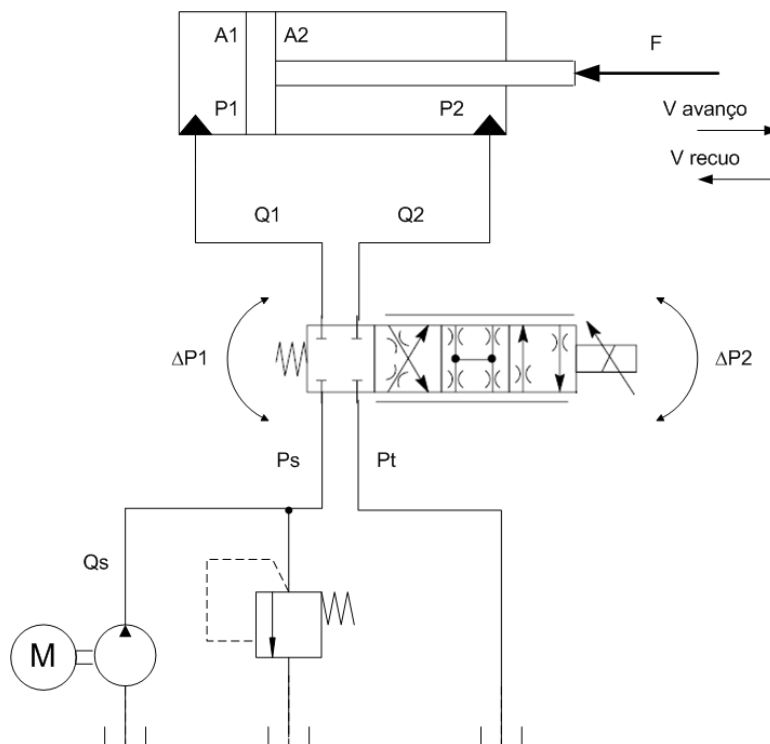


Figura 48 – Esquema genérico do sistema hidráulico uniaxial

As variáveis em jogo do sistema hidráulico são as seguintes:

Q_s – Caudal máximo do sistema imposto pela bomba hidráulica;

p_s – Pressão máxima do sistema imposta pela válvula limitadora de pressão;

p_t – Pressão do reservatório de óleo;

Q_i – Caudal de entrada na câmara i do actuador;

p_i – Pressão na câmara i do actuador;

A_i – Área de actuação da câmara i do actuador;

Δp_i – Queda de pressão da servo-distribuidora na ligação da câmara i do actuador;

F – Força externa;

O caudal a passar em cada sentido na servo-distribuidora é função do sinal de comando, que impõe uma determinada secção de passagem, e da queda de pressão entre os terminais a considerar. A relação entre estas variáveis pode ser representada pela fórmula que modela a passagem de um fluido por um orifício em regime turbulento, igual à deduzida na modelação da servo-distribuidora. Essa fórmula é expressa por:

$$Q_i = C_d S(u) \sqrt{\frac{2\Delta p_i}{\rho}} \quad (5.14)$$

em que C_d é o coeficiente de descarga, $S(u)$ a função que relaciona a secção de passagem do fluido com o sinal de comando u recebido pela servo-distribuidora, e ρ a massa volúmica do fluido.

Para a obtenção da queda de pressão entre os terminais da servo-distribuidora, Δp_i , é necessário conhecer as pressões em cada terminal da válvula. Sendo conhecidas as pressões de alimentação do circuito e do reservatório, p_s e p_t respectivamente, faltam conhecer as pressões em cada uma das câmaras do actuador. Em regime estático, essas pressões são função da força externa actuante. Usando a equação que rege o equilíbrio das forças no actuador, juntamente com a equação que define o caudal de passagem da servo-distribuidora, é possível conhecer as pressões nas câmaras. Para o efeito são consideradas as situações de avanço e de recuo da haste, a velocidade constante.

5.3.1 Avanço

Equação de equilíbrio das forças do actuador de acordo com a 2ª lei de Newton, aplicada em regime permanente, desprezando a força de atrito:

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F = 0 \quad (5.15)$$

Equação que estabelece a velocidade:

$$v_{avanço} = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2} \quad (5.16)$$

Neste caso, o caudal Q_1 desenvolve-se de entre as pressões p_s e p_1 , enquanto que o caudal Q_2 desenvolve-se entre as pressões p_2 e p_t . Assim sendo, as equações que regem os caudais Q_1 e Q_2 são as seguintes:

$$Q_1 = A(u)\sqrt{p_s - p_1} \quad (5.17)$$

$$Q_2 = A(u)\sqrt{p_2 - p_t} \quad (5.18)$$

em que $A(u) = C_d S(u) \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, de acordo com a equação (5.14).

Substituindo as equações (5.17) e (5.18) na equação (5.16), e considerando $p_t=0$, é obtida a seguinte relação:

$$\frac{p_s - p_1}{A_1^2} = \frac{p_2}{A_2^2} \quad (5.19)$$

Finalmente, usando a equação (5.19) juntamente com a equação de equilíbrio das forças (5.15), obtêm-se as pressões p_1 e p_2 na situação de avanço.

$$p_{1_{avanço}} = \frac{p_s A_2^2 + \frac{A_1^2}{A_2} F}{\frac{A_1^3}{A_2} + A_2^2} \quad (5.20)$$

$$p_{2_{avanço}} = \frac{p_s A_1 - F}{\frac{A_1^3}{A_2^2} + A_2} \quad (5.21)$$

5.3.2 Recuo

Na situação de recuo, a equação de equilíbrio das forças mantém-se inalterada, equação (5.15), no entanto, o sentido dos caudais são diferentes relativamente à situação de avanço..

$$v_{recuo} = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2} \quad (5.22)$$

O caudal Q_1 desenvolve-se agora entre a pressão p_1 e a pressão p_t , enquanto que o caudal Q_2 desenvolve-se entre as pressões p_s e p_2 . Dessa forma, os caudais são definidos através das seguintes expressões:

$$Q_1 = A(u)\sqrt{p_1 - p_t} \quad (5.23)$$

$$Q_2 = A(u)\sqrt{p_s - p_2} \quad (5.24)$$

em que $A(u)$ continua a ser dada pela mesma expressão atrás referida.

Substituindo as expressões (5.23) e (5.24) na equação (5.22), e considerando mais uma vez $p_t=0$, é obtida a seguinte relação:

$$\frac{p_1}{A_1^2} = \frac{p_s - p_2}{A_2^2} \quad (5.25)$$

Substituindo a relação (5.25) na equação de equilíbrio das forças (5.15), obtêm-se as pressões p_1 e p_2 na situação de recuo.

$$p_{1_{recuo}} = \frac{p_s A_1^2 + \frac{A_1^2}{A_2} F}{\frac{A_1^3}{A_2} + A_2^2} \quad (5.26)$$

$$p_{2_{recuo}} = \frac{p_s \frac{A_1^3}{A_2^2} - F}{\frac{A_1^3}{A_2^2} + A_2} \quad (5.27)$$

Sabendo as pressões desenvolvidas em cada uma das câmaras do actuador é possível conhecer as velocidades em jogo no sistema electro-hidráulico. Desta forma, conhecem-se os limites físicos do sistema, sendo uma tarefa fundamental para a síntese de um controlador.

Estando na presença de um cilindro assimétrico de duplo efeito, é evidente a diferença de velocidades entre a situação de avanço e de recuo para uma mesma abertura da servo-

distribuidora. A diferença de áreas entre as câmaras justifica esse facto, no entanto, a relação entre a velocidade de avanço e a velocidade de recuo verificada não é o que à primeira vista possa parecer. Sendo a área A_2 menor que a área A_1 podia-se pensar que a velocidade de recuo é maior que a velocidade de avanço, no entanto, não é isso que acontece. Matematicamente, pode-se concluir esse fenómeno. A relação entre as velocidades é descrita da seguinte forma:

$$\frac{v_{\text{avanço}}}{v_{\text{recuo}}} = \frac{A(u)\sqrt{\Delta p_{1\text{avanço}}}/A_1}{A(-u)\sqrt{\Delta p_{1\text{recuo}}}/A_1} = \frac{\sqrt{\Delta p_{1\text{avanço}}}}{\sqrt{\Delta p_{1\text{recuo}}}} \quad (5.28)$$

As quedas de pressão na servo-distribuidora $\Delta p_{1\text{avanço}}$ e $\Delta p_{1\text{recuo}}$ são definidas da seguinte forma:

$$\Delta p_{1\text{avanço}} = p_s - p_{1\text{avanço}} \quad (5.29)$$

$$\Delta p_{1\text{recuo}} = p_{1\text{recuo}} - p_t \quad (5.30)$$

Considerando $p_t=0$ e substituindo as equações (5.29) e (5.30) na equação (5.28), obtém-se a nova relação entre velocidades:

$$\frac{v_{\text{avanço}}}{v_{\text{recuo}}} = \frac{\sqrt{p_s - p_{1\text{avanço}}}}{\sqrt{p_{1\text{recuo}}}} \quad (5.31)$$

Finalmente, substituindo as equações (5.20) e (5.26) na equação (5.31) e desenvolvendo, obtém-se uma relação simples entre a velocidade de avanço e a velocidade de recuo:

$$\frac{v_{\text{avanço}}}{v_{\text{recuo}}} = \frac{\sqrt{p_s A_1 + F}}{\sqrt{p_s A_2 + F}} \quad (3.32)$$

Sendo A_1 maior que A_2 , conclui-se que a velocidade de avanço é superior à velocidade de recuo, para uma mesma abertura da servo-distribuidora. Esta dedução facilita o estudo em termos das limitações em caudal do sistema actualmente implementado.

5.4 Comportamento do sistema hidráulico

O estudo do comportamento do sistema hidráulico do LESE é feito de acordo com as características dos vários componentes que o constituem. Numa primeira fase o sistema é estudado tendo em conta apenas um eixo. O actuador hidráulico escolhido apresenta as características intermédias do conjunto dos actuadores presentes no LESE. O objectivo é verificar qual a capacidade do sistema hidráulico actualmente instalado em garantir os requisitos necessários à execução dos ensaios.

Os ensaios requerem a imposição de deslocamentos aos pilares de teste, segundo trajectórias bem conhecidas, que têm como consequência a geração de uma força de reacção no actuador. Devido a este facto, o actuador deve ser capaz não só de garantir essas trajectórias como também têm de absorver o efeito das forças actuantes. Essas forças são perturbações vistas do lado do actuador. A absorção dessas perturbações é conseguida através de uma acção de controlo adequada. Na presença de uma perturbação deve haver a possibilidade de ser aplicado um sinal de comando suficiente para que ela seja o mais rapidamente absorvida. Se, por ventura, não existir caudal suficiente ou se houver saturação do sinal de comando, o efeito da perturbação será notório.

Assim, as características mais importantes a considerar no circuito hidráulico são o caudal máximo do sistema, imposto pela bomba hidráulica, e o caudal de passagem na servo-distribuidora de acordo com as condições de funcionamento. Como se pode concluir das equações das pressões nas câmaras dos actuadores deduzidas anteriormente, essas condições de funcionamento são função da pressão de alimentação p_s , e da força externa F . Em termos de caudal, o sistema hidráulico é mais exigente na situação de avanço, como foi concluído através da relação dada pela equação (5.32).

Os dois actuadores com maiores dimensões disponíveis no sistema de ensaios do LESE apresentam as características mostradas na tabela 5:

Tabela 5 – Actuadores hidráulicos usados no estudo do sistema de ensaios

	<i>Actuador 2</i>	<i>Actuador 3</i>
<i>Diâmetros</i>	$D_{\text{embolo}} = 150 \text{ mm}$ $D_{\text{haste}} = 90 \text{ mm}$	$D_{\text{embolo}} = 200 \text{ mm}$ $D_{\text{haste}} = 120 \text{ mm}$
<i>Curso</i>	200 mm	300 mm

Considerando o caudal máximo da bomba hidráulica de 12 l/min ($2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$), e as áreas A_1 e A_2 dos dois actuadores individualmente obtêm-se a seguir a velocidade máximas possível de obter com cada um deles através da equação (5.16).

Actuador 2

$$v_{\text{máx1}} = \frac{2 \times 10^{-4}}{0.017671} = 0.0113 \text{ m/s}$$

Actuador 3

$$v_{\text{máx2}} = \frac{2 \times 10^{-4}}{0.031415} = 6.37 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

Tendo em conta que a velocidade máxima pretendida para os ensaios é cerca de 1 mm/s, os valores acima obtidos conseguem cumprir com alguma margem as especificações pretendidas.

Para além de cumprir a velocidade, é pretendido uma capacidade para suportar forças externas máximas na ordem de 200 kN. A actuação de uma força externa na haste de um cilindro hidráulico age sobre as pressões reinantes nas suas câmaras. Por sua vez, alterando o estado de pressão do cilindro dá-se como consequência a alteração do caudal na servo-distribuidora. Dependendo dessas alterações, para uma mesma abertura da servo-distribuidora imposta por um determinado sinal de comando, dá-se uma variação de caudal à entrada do cilindro. Torna-se então necessário verificar até que ponto o conjunto formado pela bomba hidráulica e servo-distribuidora é capaz de dar resposta às exigências de caudal por parte do cilindro, quando a este é imposta uma força externa. Para isso, deve ser considerado o caudal máximo admissível de 12 l/min.

Usando o modelo das pseudo-áreas da servo-distribuidora descrito anteriormente, é possível obter o sinal de comando que origina o caudal imposto pela queda de pressão de p_s para p_l de acordo com a figura 48. Assim, substituindo a parte linear das pseudo-áreas na equação (5.17) obtém-se a seguinte expressão:

$$Q_{\text{avanço}} = (\alpha \times u + \beta) \sqrt{p_s - p_{\text{avanço}}} \quad (5.33)$$

em que,

$$\alpha = 1.0766 \times 10^{-8} \text{ m}^4 / \text{s} \sqrt{NV}$$

$$\beta = -7.6017 \times 10^{-10} \text{ m}^4 / \text{s} \sqrt{N}$$

de acordo com os resultados obtidos no modelo da servo-distribuidora. No caso de as condições de funcionamento do sistema hidráulico exigirem um caudal superior ao que a

bomba hidráulica pode fornecer dá-se a saturação de caudal. Nesse caso, é importante conhecer o sinal de comando máximo admissível de modo a que o sistema fique abaixo da saturação de caudal. Esse valor para o sinal de comando é obtido substituindo na equação (5.33) o valor do caudal máximo admissível. Colocando em evidência o sinal de comando obtém-se a seguinte expressão:

$$u_{sat} = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{Q_{m\acute{a}x}}{\sqrt{p_s - p_{1avan\grave{c}o}}} - \beta \right) \quad (5.34)$$

em que $Q_{m\acute{a}x}$ representa o caudal máximo do sistema e u_{sat} o sinal de comando aplicado à servo-distribuidora que satura o caudal do sistema.

Considerando a pressão máxima do sistema de 200 bar, imposta pela válvula limitadora de pressão, e forças externas máxima e mínima de 0 kN e 200 kN respectivamente, verifica-se que o sistema entra em saturação acima de um determinado sinal de comando. Na tabela 6 resumem-se esses valores para os dois actuadores considerados.

Tabela 6 – Sinais de comando para saturação de caudal do sistema hidráulico

	<i>Actuador 2</i>	<i>Actuador 3</i>
<i>F = 0 KN</i>	$u_{sat} = 4.74 \text{ V}$	$u_{sat} = 4.74 \text{ V}$
<i>F = 200 KN</i>	$u_{sat} = 7.15 \text{ V}$	$u_{sat} = 5.72 \text{ V}$

Para uma força externa nula os sinais de comando de saturação de caudal são os mesmos pois a relação de áreas dos dois actuadores é a mesma, originando a mesma queda de pressão na servo-distribuidora nas duas situações. Os resultados mostrados em cima podem ser comprovados usando o modelo criado do sistema. A figura 49 mostra os resultados obtidos em simulação.

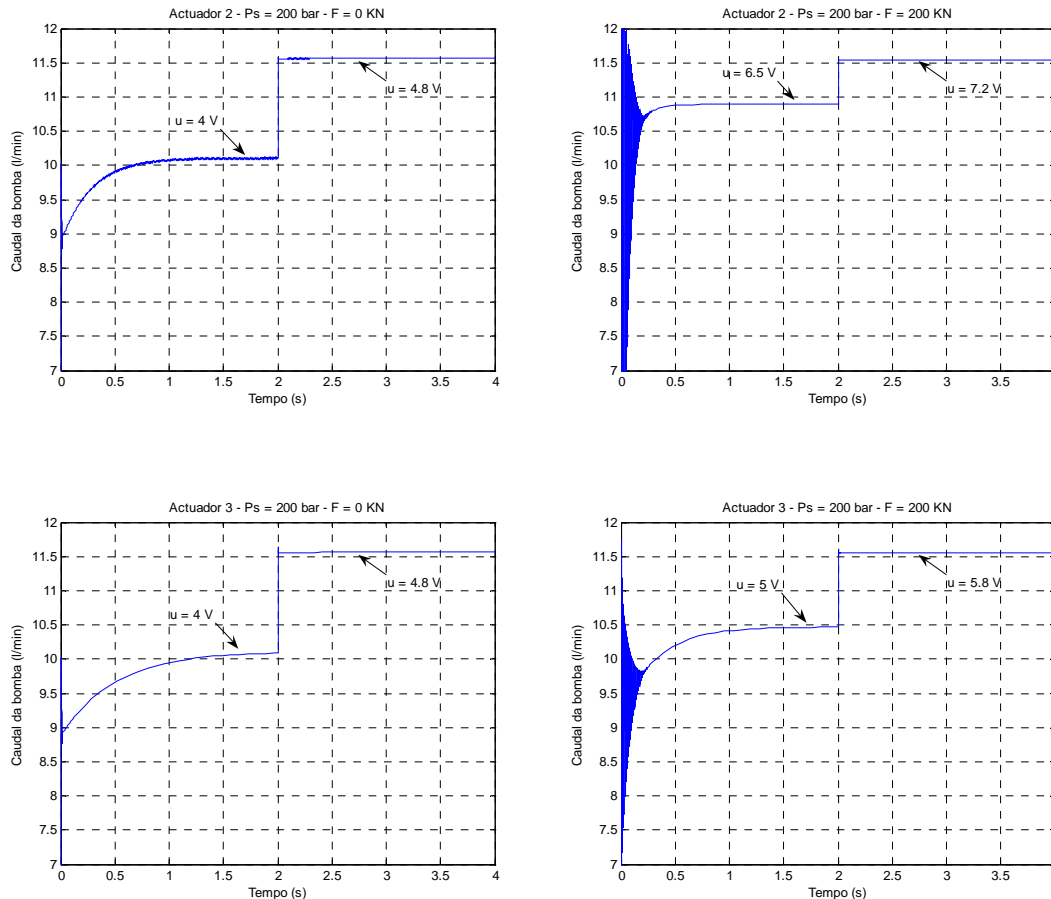


Figura 49 – Resultados de simulação para a saturação do caudal do sistema usando o actuador 2 (em cima) e o actuador 3 (em baixo)

Dos gráficos anteriores verifica-se que para os sinais de comando calculados o sistema atinge a saturação em caudal. À pressão máxima de 200 bar e com o actuador 2 apenas é usado cerca de 70% do sinal de comando máximo da servo-distribuidora. Com o actuador 3, essa percentagem diminui para cerca de 60%. A situação mais desfavorável em termos de caudal corresponde a uma força externa nula. O caudal de saturação encontra-se ligeiramente abaixo dos 12 l/min visto ter-se considerado um rendimento volumétrico da bomba a rondar os 95%. Além disso, no modelo foi considerado o atrito no cilindro o que aumenta ligeiramente o sinal de comando para o qual se dá a saturação de caudal.

Com o objectivo de usar a gama completa de comando da servo-distribuidora, torna-se necessário verificar a influência do valor de pressão do sistema no caudal admitido. A diminuição da pressão do sistema permite baixar a queda de pressão na servo-distribuidora e consequentemente baixar o caudal a passar nesta. O valor de pressão ideal será aquele que para uma abertura total da servo-distribuidora o caudal consumido seja o máximo admissível pela bomba (12 l/min). Colocando em evidência a pressão do sistema p_s na equação (5.34) é possível chegar à seguinte equação:

$$p_s^{sat} = \frac{Q_{m\acute{a}x}^2 (A_1^3 + A_2^3)}{\alpha^2 \left(u_{sat} + \frac{\beta}{\alpha} \right)^2 A_1^3} + \frac{A_1^2}{A_2^2} F \quad (5.35)$$

em que p_s^{sat} corresponde à pressão do sistema à qual se dá a saturação de caudal para uma abertura da servo-distribuidora correspondente ao sinal de comando u_{sat} . Como foi referido anteriormente, a pior situação em termos de caudal verifica-se para uma força externa nula. Tendo isso em conta, foram calculados os valores de p_s^{sat} do sistema, para uma abertura total da servo-distribuidora, fazendo $u_{sat} = 10$ V, tendo-se chegado ao seguinte resultado:

Actuador 2

$$p_s^{sat} = 44.2 \text{ bar}$$

Actuador 3

$$p_s^{sat} = 44.2 \text{ bar}$$

Devido à relação de áreas ser igual nos dois actuadores, os valores de p_s^{sat} são os mesmos. Na figura 50 são mostrados os resultados obtidos em simulação para os dois actuadores.

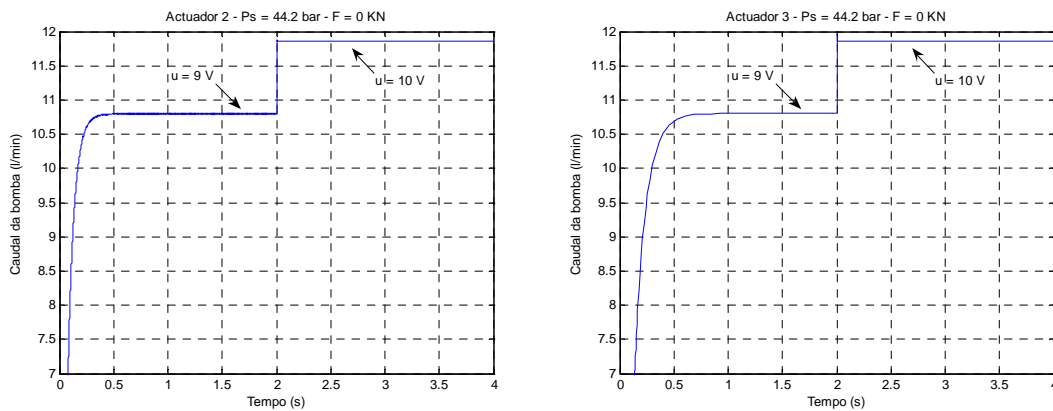


Figura 50 – Saturação do caudal a uma pressão do sistema igual a 44.2 bar

Apesar de uma pressão do sistema de 44.2 bar permitir usar toda a capacidade da servo-distribuidora, não permite suportar a força externa máxima de 200 kN. Esse facto é visível através da evolução da posição dos actuadores obtida em simulação para as condições descritas (figura 51).

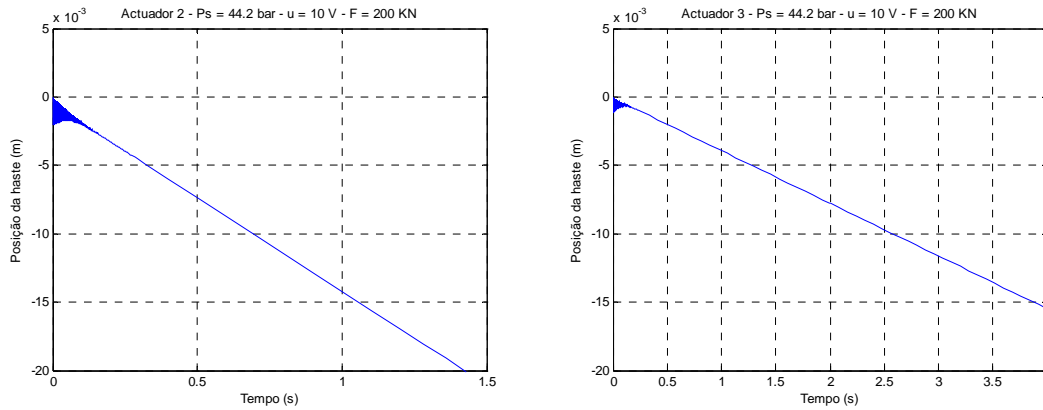


Figura 51 – Evolução da posição da haste dos actuadores para uma pressão do sistema de 44.2 bar, uma força externa de 200 kN e sinal de comando de 10 V (0 m corresponde a meio curso)

Dos gráficos da figura 51 verifica-se que o sistema não possui pressão suficiente para se opor à força externa máxima e, por isso, dá-se o recuo da haste dos actuadores, funcionando estes como geradores.

O estudo feito permite concluir que o sistema hidráulico de ensaios do LESE não apresenta o dimensionamento mais adequado. Tendo em conta a bomba hidráulica usada, a servo-distribuidora encontra-se sobredimensionada. Esse facto faz com que não seja possível usar toda a gama admissível de comando da servo-distribuidora, o que pode dificultar a tarefa de controlo dos actuadores. Neste caso, a saturação do caudal do sistema faz com que os actuadores fiquem em malha aberta, não garantindo o seguimento das trajectórias dos ensaio.

6 Algoritmo de controlo

6.1 Introdução

Este capítulo pretende dar a conhecer todo o processo desenvolvido para a obtenção de um controlador para os actuadores a utilizar. Esse processo parte do modelo linear desenvolvido no capítulo 2, que representa suficientemente bem cada um dos eixos a controlar, em torno de um ponto de funcionamento. Tendo em conta o desempenho pretendido para o sistema, o controlador é projectado, sendo o conjunto controlador + actuator hidráulico posteriormente testado nas condições de funcionamento.

Inicialmente é sintetizado um controlador da família dos PID, sendo o tipo de controlador mais usado em ambientes industriais devido ao facto de ser facilmente implementado nos processos industriais. O efeito de cada uma das suas componentes (proporcional, integrativa e derivativa) encontra-se amplamente difundido no meio industrial, facto que contribui para a facilidade de sintonização.

Após a implementação e validação do controlador da família dos PID no sistema real, tentou-se a síntese de um outro controlador que garantisse robustez face às alterações das características do sistema. Esse controlador baseia-se na teoria de controlo robusto de ordem não inteira, desenvolvida em [Oustaloup91], e denominada de CRONE. Um exemplo de aplicação desta teoria de controlo é apresentado em [Silva04], em que é feita a comparação de desempenho de vários controladores desta família.

Nos parágrafos iniciais é descrita a base da teoria dos controladores CRONE, sendo dada ênfase ao controlador CRONE de fase constante, sendo posteriormente descrito o processo de obtenção dos controladores referidos.

6.2 Controlo robusto de ordem não inteira

A teoria de controlo robusto de ordem não inteira é inspirada no sistema que descreve a relaxação de água num dique poroso, em que esta é caracterizada por uma frequência natural dependente da massa mas independente do factor de amortecimento. O desenvolvimento desta teoria tem por base a obtenção de um processo de síntese de um

controlador capaz de apresentar robustez face a alterações nos parâmetros do sistema a controlar. Em sistemas dinâmicos de parâmetros variáveis, os desajustes no controlador devem-se a alterações destes parâmetros. O principal objectivo da metodologia CRONE é garantir a robustez do desempenho do sistema face a estas variações.

Associado à estabilidade encontra-se o conceito de margem de fase. A margem de fase é um quantificador de estabilidade já que esta traduz o atraso adicional a introduzir ao sistema para o levar ao ponto crítico do diagrama de Nyquist. Por sua vez, a frequência de cruzamento de ganho ω_u está directamente relacionada com a frequência natural do sistema. Fazendo a correspondência com o comportamento do controlador, a uma frequência ω_u elevada corresponde uma dinâmica elevada do controlador. Esta característica é muito importante em sistemas cujo objectivo seja seguir bem uma trajectória rejeitando as perturbações que possam existir. A dinâmica elevada da saída implica, por sua vez, solicitações importantes na entrada do sistema, o que faz com que este perca imunidade a variações de entrada. Assim, existe um dilema entre dois objectivos complementares. A solução final passa por conciliar estes factores e obter um controlador que permita que o mesmo seja suficientemente rápido sem que isso comprometa a imunidade a ruídos e perturbações.

Num sistema dinâmico de parâmetros variáveis existem várias funções de transferência para descrever o comportamento desse sistema sob as mais variadas condições de funcionamento. Considere-se $G(s)$ a função de transferência do sistema nominal e $G'(s)$ a função de transferência resultante da alteração de alguns dos parâmetros da função $G(s)$. A relação entre estas funções é a seguinte:

$$G'(j\omega) = G(j\omega) + \Delta G(j\omega) \quad (6.1)$$

Se ω_u é a frequência de cruzamento de ganho, a nova frequência de cruzamento de ganho resultante da reparametrização, ω'_u , é igual a:

$$\omega'_u = \omega_u + \Delta\omega_u \quad (6.2)$$

A margem de fase do sistema em malha aberta é dada pela equação (6.3).

$$\Phi_m = \arg(C(j\omega_u)) + \arg(G(j\omega_u)) + \pi \quad (6.3)$$

em que $C(s)$ representa a função de transferência do controlador.

A nova margem de fase para o sistema reparametrizado é obtida pela equação a seguir:

$$\Phi'_m = \arg(C(j\omega'_u)) + \arg(G(j\omega'_u)) + \pi \quad (6.4)$$

A variação da margem de fase pode ser vista como a variação da fase do sistema juntamente com a variação da fase do controlador, como se mostra a seguir:

$$\Delta\Phi_m = \Phi_m - \Phi'_m = \Delta\varphi_p + \Delta\varphi_c \quad (6.5)$$

em que $\Delta\varphi_p$ corresponde à variação da fase do sistema e $\Delta\varphi_c$ à variação de fase do controlador.

A equação (6.5) traduz com clareza que a margem de fase depende da variação da fase do sistema e do controlador, quando a frequência de cruzamento de ganho varia com a reparametrização do sistema. Surgem assim duas abordagens distintas para se reduzir ou anular a variação da margem de fase:

- levar a zero as variações de fase do controlador e desprezar as variações do sistema;
- actuar directamente na margem de fase do conjunto controlador + sistema.

O comportamento do sistema em malha aberta, em torno da frequência ω_u , é decisivo quanto à escolha da abordagem a seguir. [Oustaloup91] desenvolveu três estratégias de controlo robusto de ordem não inteira, de forma a comportar a diversidade de comportamentos do sistema a estudar.

6.2.1 Tipos de controladores CRONE

A fase de um sistema em torno da frequência de cruzamento de ganho ω_u , pode ter uma evolução segundo qualquer um dos diagramas ilustrados na figura seguinte:

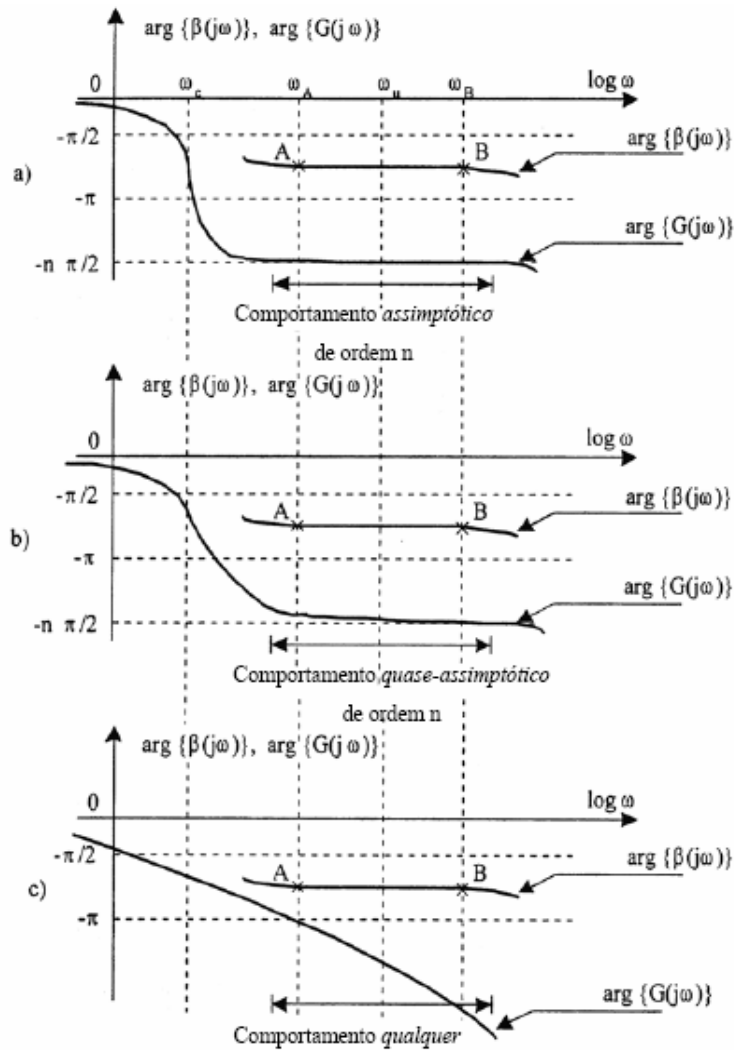


Figura 52 – Possíveis evoluções da fase, em torno da frequência de cruzamento de ganho, do sistema a controlar

A figura 52a) mostra um gabarito horizontal, ou seja, a resposta em fase do sistema é independente da frequência no intervalo de frequências $[\omega_A, \omega_B]$. Neste caso, um bom controlador será aquele que nesse mesmo intervalo tem um comportamento idêntico ao do sistema. Desta forma, é fácil concluir que variações da frequência ω_u , resulta uma variação nula da margem de fase. O controlador que apresenta este comportamento é designado de CRONE de fase constante, que se relaciona com sistemas do tipo assintótico.

A figura 52b) mostra que o sistema apresenta apenas uma ligeira variação da fase em torno das frequências compreendidas no intervalo $[\omega_A, \omega_B]$. Um bom controlador para este caso, será aquele que acompanha esta pequena variação, onde a variação da margem de fase é provocada pela variação da fase do controlador e do sistema. Este tipo de controlador designa-se CRONE de fase quase constante. Como a variação é quase nula, este controlador é

substituído por um de fase constante, associando-se a sistemas com comportamento quase-assimptótico.

A figura 52c) ilustra uma grande variação da fase do sistema com as frequências no intervalo $[\omega_A, \omega_B]$. Neste caso, o sistema diz-se ter um comportamento qualquer, uma vez que não é nem assimptótico, nem quase-assimptótico. No caso de sistemas desta natureza, o controlador terá que acompanhar a mesma variação de fase, sendo designado de controlador de fase variável.

De lembrar que o objectivo do controlador robusto de ordem não inteira é o de fixar a margem de fase (ou o factor de amortecimento) no intervalo de frequências de interesse. Para cumprir este objectivo nos dois primeiros casos atrás propostos, a forma de anular a variação da margem de fase é anular a variação de fase do controlador já que o sistema tem variação de fase nula. No último caso, isso já não é possível à custa de um controlador de fase constante, uma vez que este tem forçosamente que acompanhar as variações do sistema e, desta forma, compensar e anular a variação da margem de fase.

No presente trabalho, devido às características do sistema a controlar, será suficiente implementar um controlador CRONE de fase constante. Assim, será descrito a seguir o processo de obtenção de um controlador desse tipo.

6.2.2 Controlador CRONE de fase constante

O principal objectivo deste tipo de controlador é o de reduzir as variações da margem de fase através da eliminação das suas variações de fase. Assim, a robustez face a alterações dos parâmetros do sistema é conseguida através do comportamento da fase do controlador. Como se percebe, para que seja constante a fase introduzida pelo controlador, de modo a garantir o comportamento desejado, a fase do sistema terá forçosamente que ser constante no intervalo de frequências $[\omega_A, \omega_B]$. Como foi já referido, a utilização deste tipo de controlo pressupõe que o sistema nominal apresente uma fase constante num certo intervalo, devendo o controlador responder como o ilustrado na figura 53:

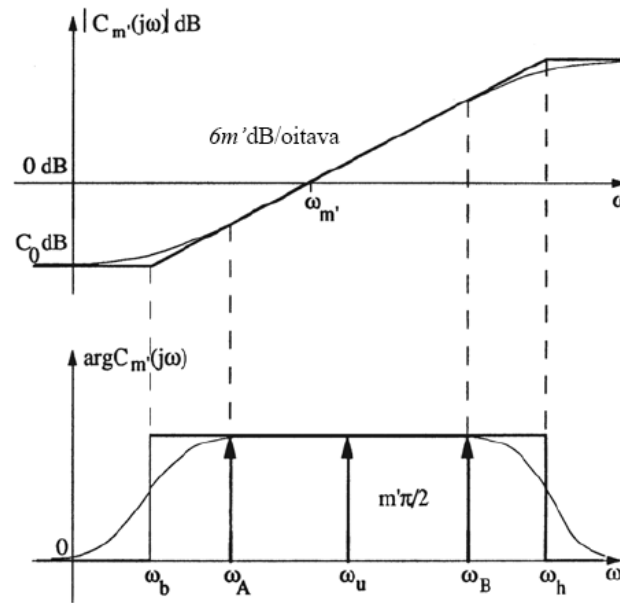


Figura 53 – Resposta em frequência do controlador CRONE de fase constante

A função que descreve a resposta em frequência ideal do controlador é dada por:

$$C_{m'}(j\omega) = C_0 \left(\frac{1 + j\omega/\omega_b}{1 + j\omega/\omega_h} \right)^{m'} \quad (6.6)$$

com $0 < m' < 1$. As frequências ω_b e ω_h são denominadas de frequências transicionais pois situam-se na zona de transição para a fase a impor pelo controlador.

A ordem m' corresponde à ordem do controlador e pode ser determinada por meio de dois factores: os requisitos definidos para o controlador e o comportamento assintótico do sistema nominal em torno da frequência ω_u . Da equação (6.6) obtém-se a fase do controlador.

$$\arg(C(j\omega)) = m' \times \frac{\pi}{2} \quad (6.7)$$

O controlador deve assegurar a fase necessária para levar o sistema à fase desejada. Assim, a fase do controlador é dada por:

$$\begin{aligned}\arg(C_{m'}(j\omega)) &= \arg(\beta(j\omega)) - \arg(G(j\omega)) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \arg(C_{m'}(j\omega)) &= -n' \times \frac{\pi}{2} - \left(-n \times \frac{\pi}{2} \right) = (n - n') \times \frac{\pi}{2}\end{aligned}\quad (6.8)$$

em que $\arg(\beta(j\omega))$ corresponde à fase do gabarito desejado para o sistema controlado.

Igualando as duas equações anteriores, vem que a ordem m' do controlador é:

$$m' = n - n' \quad (6.9)$$

A fase do sistema do sistema controlado, $(n' \times \pi/2)$, é estabelecida *à priori* através do desempenho requerido para o sistema. O desempenho do sistema pode ser expresso em termos frequenciais (margem de fase e o factor de ressonância) e temporais (factor de amortecimento). Considerando a especificação da margem de fase Φ_m para o sistema controlado, resulta a seguinte expressão:

$$\Phi_m = \pi + \arg(\beta(j\omega)) = \pi - n' \times \frac{\pi}{2} \Leftrightarrow n' = 2 \left(1 - \frac{\Phi_m}{\pi} \right) \quad (6.10)$$

As frequências transicionais ω_b e ω_h devem ser escolhidas de forma a que:

$$\begin{aligned}\omega_b &\ll \omega_A \\ \omega_h &\gg \omega_B\end{aligned}$$

sendo aconselhável que as frequências ω_b e ω_h distem de uma década das frequências ω_A e ω_B .

6.2.3 Função de transferência real do controlador

Na prática, a função (6.6) não pode ser directamente implementada. O controlador implementável é composto por um conjunto de pólos e zeros e deve apresentar uma resposta em frequência de ordem inteira N que se aproxime o mais possível da resposta de ordem não inteira.

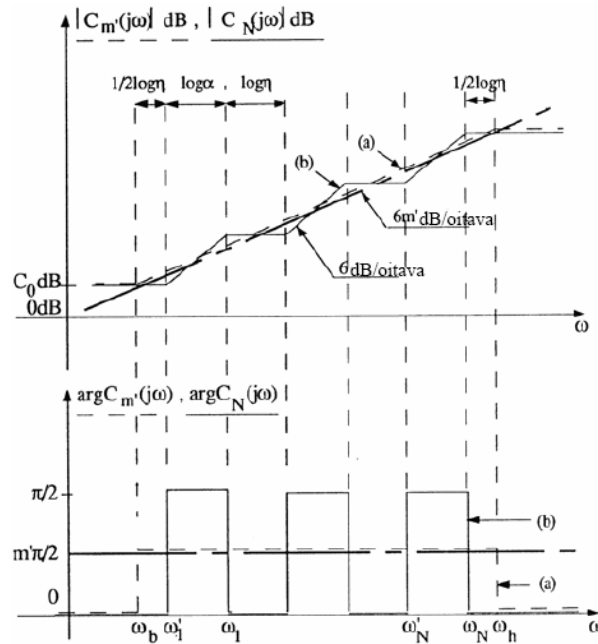


Figura 54 – Resposta em frequência do controlador: a) resposta ideal; b) resposta real.

Por outro lado, a função de transferência $C_m'(s)$ só é válida para valores de m' compreendidos entre 0 e 1. Torna-se então necessário reestruturar a função de transferência do controlador de forma a que possa ser genérica para qualquer ordem do controlador. A nova função de transferência corresponde ao produto de duas funções de transferência, em que uma tem ordem inteira positiva ou negativa, N , e a outra tem a ordem compreendida entre 0 e 1, m'_e .

$$C_{N+m'_e} = C_0 \left(\frac{1 + j\omega/\omega_b}{1 + j\omega/\omega_h} \right)^{m'_e} \prod_{i=1}^N \frac{1 + j\omega/\omega'_i}{1 + j\omega/\omega_i} \quad (6.11)$$

Como se deduz da figura 54b):

$$\begin{aligned} \frac{\omega_i}{\omega'_i} &= \alpha > 1 \\ \frac{\omega'_{i+1}}{\omega_1} &= \eta > 1 \end{aligned} \quad (6.12)$$

A ordem m'_e do controlador representa a parte inteira da ordem m' do controlador ideal. Assim:

- se $m' > 0 \Rightarrow m'_e = \text{Inteiro}[m']$
- se $m' > 0 \Rightarrow m'_e = \text{Inteiro}[m'-1]$

A determinação do parâmetro N resulta da relação entre os parâmetros do controlador. Pela observação da figura 54b) pode construir-se o esquema da figura 55, que resume a relação entre os parâmetros do controlador.

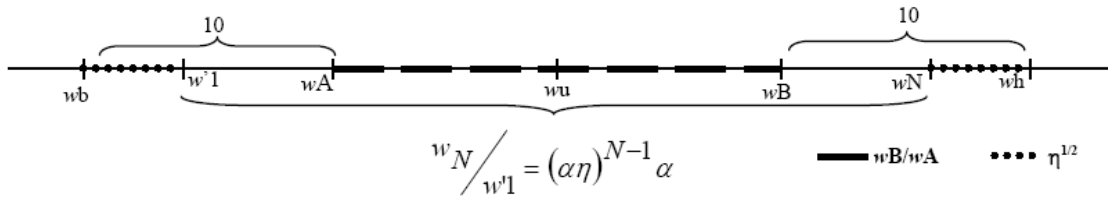


Figura 55 – Relação entre os parâmetros do controlador

Por outro lado,

$$\omega_b = \frac{\omega'_1}{\eta^{1/2}} \quad (6.13)$$

e,

$$\omega_h = \omega_N \times \eta^{1/2} \quad (6.14)$$

Relacionando as duas expressões anteriores resulta:

$$\frac{\omega_h}{\omega_b} = \frac{\omega_N}{\omega'_1} \times \left(\eta^{1/2} \right) = (\alpha\eta)^{N-1} \alpha \eta = (\alpha\eta)^N \quad (6.15)$$

O parâmetro N fica então definido, sendo dada a relação ω_h/ω_b , através da equação (6.16).

$$N = \frac{\log\left(\frac{\omega_h}{\omega_b}\right)}{\log(\alpha\eta)} \quad (6.16)$$

O valor de $\alpha\eta$ é fixado *à priori* entre 5 e 10, como proposto por [Oustaloup91], e é posteriormente recalculado através da equação (6.17).

$$\alpha\eta_{final} = \left(\frac{\omega_h}{\omega_b}\right)^{1/N} \quad (6.17)$$

A determinação dos zeros ω'_i e dos pólos ω_i passa por calcular primeiro a ordem não inteira da função de transferência (6.11).

$$m' > 0 \Rightarrow m'_n = m' - \text{Inteiro}[m'] \quad (6.18)$$

$$m' < 0 \Rightarrow m'_n = m' - \text{Inteiro}[m' - 1] \quad (6.19)$$

Surge então que

$$\alpha = (\alpha\eta_{final})^{m'_n} \quad (6.20)$$

$$\eta = (\alpha\eta_{final})^{1-m'_n} \quad (6.21)$$

Obtidas as relações anteriores, o primeiro zero é dado por:

$$\omega'_1 = \eta^{1/2} \omega_b \quad (6.22)$$

e o primeiro pólo é dado por

$$\omega_1 = \alpha\omega'_1 \quad (6.23)$$

Os restantes $N-1$ zeros e pólos são obtidos recursivamente conjuntamente com as expressões (6.26).

$$\begin{aligned}\omega'_{i+1} &= (\alpha \eta_{final})^i \omega'_1 \\ \omega_{i+1} &= (\alpha \eta_{final})^i \omega_1\end{aligned}\tag{6.26}$$

com $1 \leq i \leq N-1$.

Por fim, o ganho estático do controlador (6.11), C_0 , resulta do quociente do ganho introduzido pela função de transferência do controlador à frequência ω_u e do ganho da função de transferência do sistema nominal $G(s)$ à mesma frequência.

$$C_0 |C(j\omega_u)| \times |G(j\omega_u)| = 1 \Leftrightarrow C_0 = \frac{1}{|C(j\omega_u)| \times |G(j\omega_u)|}\tag{6.27}$$

Fazendo a substituição na equação (6.27), resulta:

$$C_0 = \frac{1}{|G(j\omega_u)|} \left(\frac{1 + \left(\omega_u / \omega_h \right)^2}{1 + \left(\omega_u / \omega_b \right)^2} \right)^{m'/2} \prod_{i=1}^N \left(\frac{1 + \left(\omega_u / \omega_i \right)^2}{1 + \left(\omega_u / \omega'_i \right)^2} \right)^{1/2}\tag{6.28}$$

6.3 Síntese do controlador

Em geral, para a obtenção de um controlador, deve ser considerado um modelo suficientemente realista do processo a controlar. Tendo esta ideia em conta, dois modelos matemáticos foram deduzidos no capítulo 4. Um deles, sendo não linear, pretende ser a representação mais fiel do sistema hidráulico a controlar, servindo para o estudo do mesmo e validação em simulação do controlador sintetizado. O outro modelo deduzido, é um modelo linear sendo por isso uma representação mais simplificada do sistema hidráulico, reproduzindo as características essenciais para a síntese do controlador. A figura 27, presente no capítulo 4, ilustra esquematicamente o modelo linear deduzido.

Para a síntese do controlador foram apenas consideradas as características do actuador 2 pois apresenta uma dinâmica mais baixa em relação ao actuador 3. Assim, tendo em conta os parâmetros do actuador 2 obtidos no capítulo 4, a função de transferência que representa o comportamento do respectivo eixo electro-hidráulico fica de acordo com a expressão (6.29). Essa função de transferência passa a ser denominada de sistema virtual nominal.

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{332.7}{s(s^2 + 333.8s + 2.527 \times 10^5)} \quad (6.29)$$

Tendo em conta o sistema nominal virtual da equação (6.29) foi feita a síntese de um controlador da família dos PID, mais especificamente um controlador PI, que tal como a designação indica, contém apenas as componentes proporcional e integrativa. A componente derivativa não foi considerada neste trabalho devido ao ruído presente no sistema de ensaios. É sabido que a derivação de um sinal medido é muito sensível à presença de ruído, devido à presença de grandes variações do mesmo a alta frequência. Desta forma, a componente derivativa contribuiria mais para a instabilidade do sistema do que para a melhoria do seu comportamento. Os parâmetros definidos na síntese deste controlador são a margem de fase e a frequência de cruzamento de ganho. Para a margem de fase foi considerado o valor de 45°, sendo este um valor suficientemente alto para acomodar as variações das características do sistema, mantendo a correspondente evolução no diagrama de Nyquist à direita do ponto $(0, -1j)$, e suficientemente baixo para obter um tempo de resposta adequado. O valor da frequência de cruzamento de ganho foi estabelecida experimentalmente de modo a obter um compromisso entre dinâmica obtida pelo sistema e o efeito do ruído. Assim, foi estabelecido o valor de cerca de 10 rad/s para a frequência de cruzamento de ganho. O controlador PI obtido desta forma é expresso na equação (6.30), tendo-se obtido um ganho proporcional a próximo de 6000 e uma constante de tempo integrativa próximo de 0.1 segundos.

$$PI(s) = 6000 + \frac{6000}{0.1s} \quad (6.30)$$

Os valores da margem de fase e da frequência de cruzamento de ganho pretendidos são confirmados no diagrama de Bode do conjunto formado pelo sistema virtual nominal e controlador sintetizado, apresentado na figura 56.

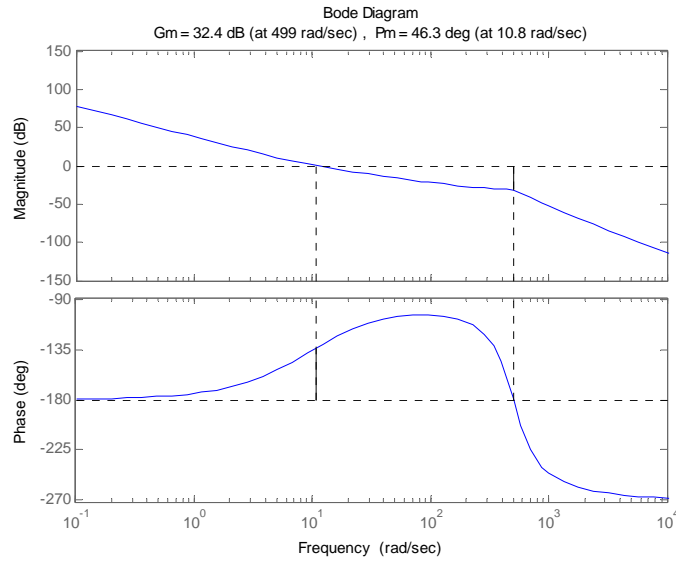


Figura 56 – Diagrama de Bode do sistema virtual nominal controlado

O controlador PI foi então discretizado usando o método de Tustin, a uma frequência de 1 kHz, tendo sido obtida a expressão (6.31), no domínio discreto.

$$PI(z) = \frac{6030 - 5970z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (6.31)$$

Posteriormente, foi criada uma pequena aplicação em *LabVIEW*, com o controlador discretizado, para aquisição da resposta e do sinal de comando do sistema considerando o actuador 2. Neste processo, a pressão do sistema imposta foi de 150 bar. As figuras 57, 58 e 59 mostram a evolução dessas variáveis de acordo com uma trajectória pré-definida. A força de perturbação originada na evolução da trajectória é ilustrada na figura 60, sendo que o sentido positivo da força é igual ao sentido positivo do deslocamento.

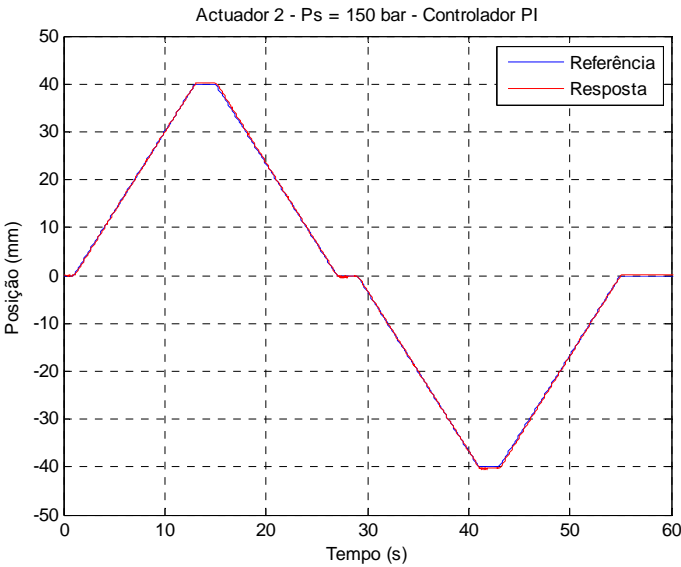


Figura 57 – Resposta do sistema real com controlador PI

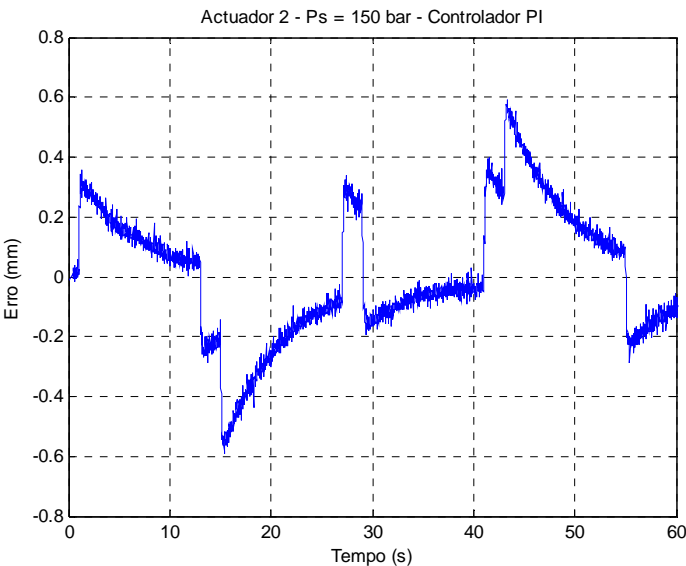


Figura 58 – Erro na resposta do sistema real com controlador PI

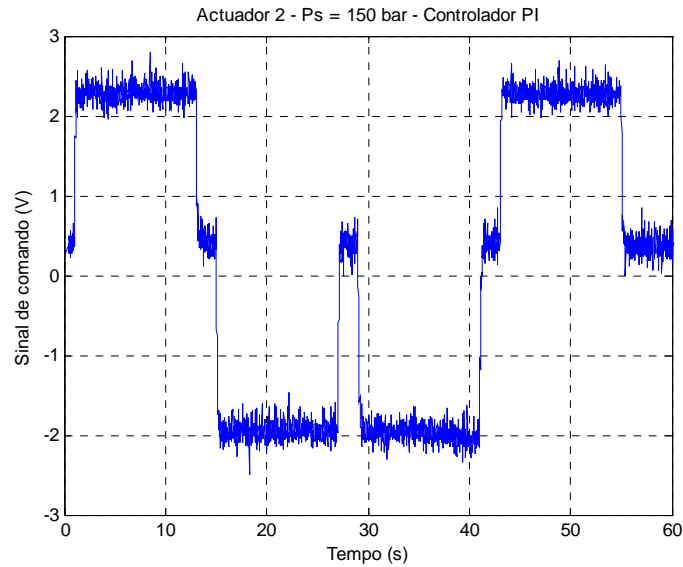


Figura 59 – Sinal de comando gerado pelo controlador PI implementado no sistema real

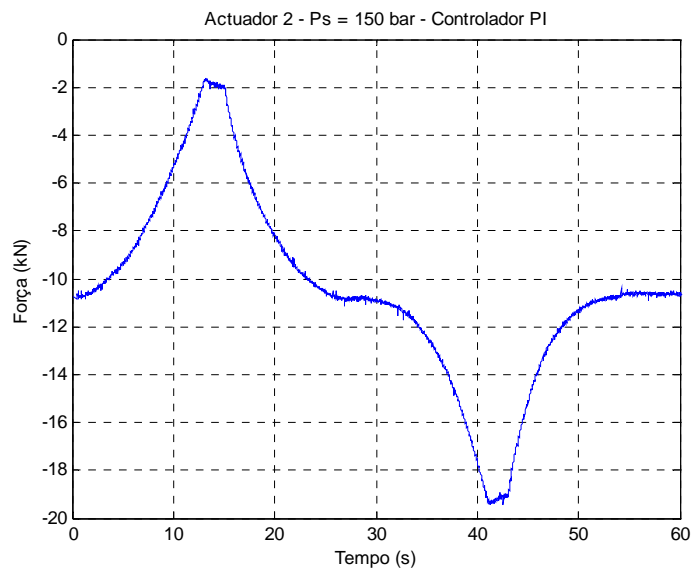


Figura 60 – Força perturbadora originada pela imposição da trajectória

Os resultados mostram um comportamento adequado do sistema, considerando que a trajectória imposta é representativa do tipo de trajectórias a impôr nos ensaios biaxiais. Através da figura 58, verifica-se que o erro máximo encontra-se na ordem de 0.5 mm, apresentado uma convergência ao longo do tempo devido à componente integrativa. Na figura 59, é notório o efeito do ruído presente no sinal da posição sobre o sinal de comando gerado pelo controlador PI. No entanto, a oscilação originada não afecta visivelmente a posição da haste do actuador.

Já no fim do trabalho, na tentativa de aumentar a robustez do sistema, foi estudada a implementação de um controlador CRONE. A implementação tinha como objectivo primário obter uma melhor resposta do sistema, garantindo maior robustez, mas mantendo os mesmos valores de margem de fase e frequência cruzamento de ganho usados anteriormente. Dentro da família dos controladores CRONE, foi adoptado o controlador CRONE de fase constante devido ao tipo evolução da fase do sistema em torno da frequência de cruzamento de ganho pretendida. Como se verifica pelo diagrama de Bode da figura 61, em torno da frequência de 10 rad/s a fase do sistema apresenta um comportamento assintótico. Desta forma, o controlador apenas tem que levar a fase do sistema ao valor pretendido através de um patamar constante, de acordo com a especificação da margem de fase.

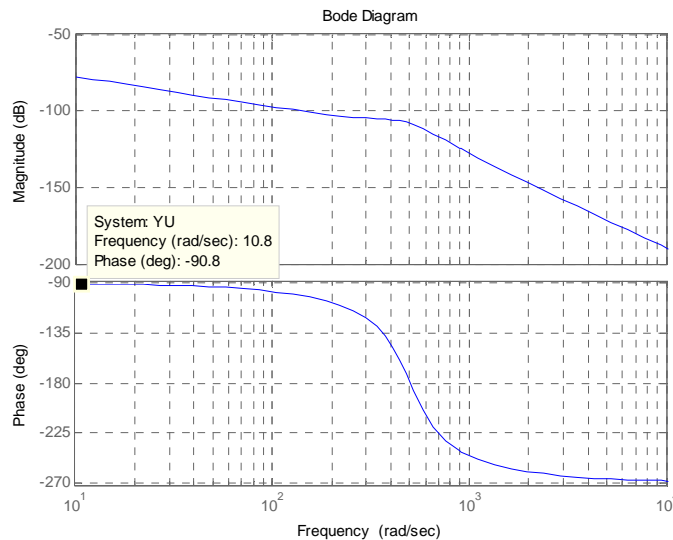


Figura 61 – Diagrama de Bode do sistema virtual nominal

Tendo por base o processo de obtenção de um controlador CRONE de fase constante, descrito na secção 6.3, foi sintetizado um controlador de acordo com os seguintes parâmetros:

Ordem do controlador: $N = 4$;

Intervalo de frequências: $[\omega_A, \omega_B] = [1, 50]$ rad/s;

Margem de fase: $\Phi_m = 45^\circ$;

Frequência de cruzamento de ganho: $\omega_u = 10$ rad/s.

A função de transferência do controlador CRONE sintetizado é de acordo com a equação (6.32).

$$C(s) = 74993 \times \frac{5.254 \times 10^{-5} s^4 + 0.01708 s^3 + 0.5889 s^2 + 2.356 s + 1}{0.003045 s^4 + 0.3587 s^3 + 4.484 s^2 + 6.5 s + 1} \quad (6.32)$$

O diagrama de Bode correspondente é ilustrado na figura 62.

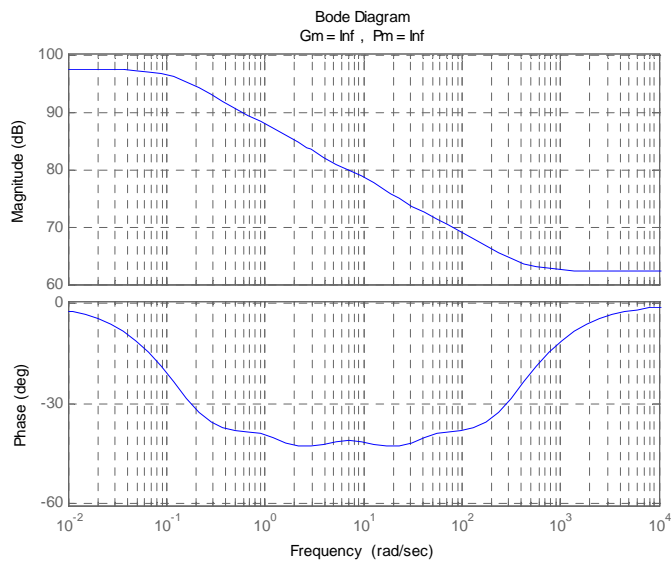


Figura 62 – Diagrama de Bode do controlador CRONE de fase constante

Com o controlador CRONE, de fase constante, sintetizado, o sistema controlado apresenta o diagrama de Bode mostrado na figura 63.

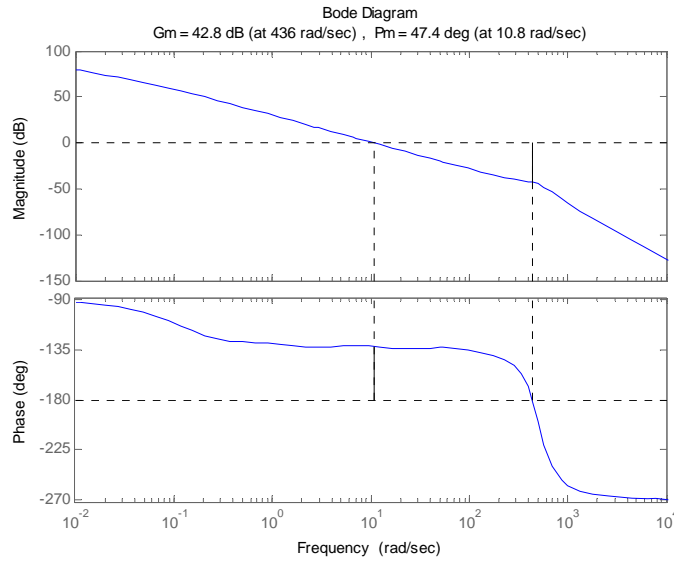


Figura 63 – Diagrama de Bode do sistema controlado com controlador CRONE

Através do diagrama de Bode da figura 63, verifica-se que o sistema virtual nominal apresenta uma variação quase nula da fase, em torno da frequência de cruzamento de ganho, como se pretendia.

Após discretização, usando mais uma vez o método de Tustin para uma frequência de 1 kHz, obtém-se a correspondente função de transferência do controlador CRONE no domínio discreto, de acordo com a expressão (6.33).

$$C(z) = \frac{1423 - 5282z^{-1} + 7321z^{-2} - 4488z^{-3} + 1026z^{-4}}{1 - 3.887z^{-1} + 5.664z^{-2} - 3.665z^{-3} + 0.8888z^{-4}} \quad (6.33)$$

A implementação deste controlador apenas foi possível em simulação, tendo sido considerada a mesma força de perturbação originada no teste do controlador PI de acordo com a figura 60. Os resultados obtidos são ilustrados nas figuras 64, 65 e 66.

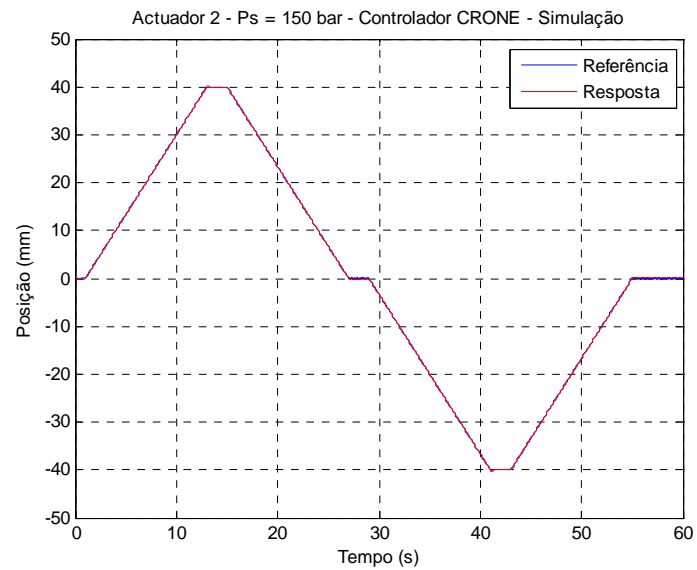


Figura 64 – Resposta obtida em simulação considerando o sistema com controlador CRONE

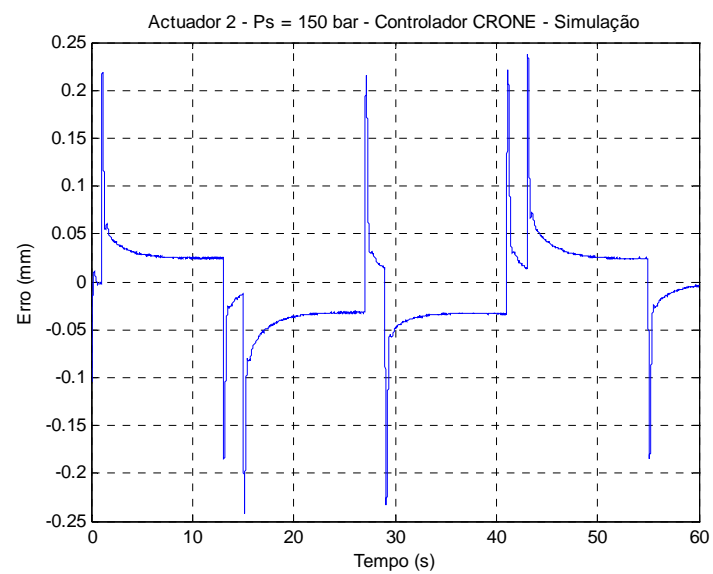


Figura 65 – Erro obtido na resposta do sistema simulado com controlador CRONE

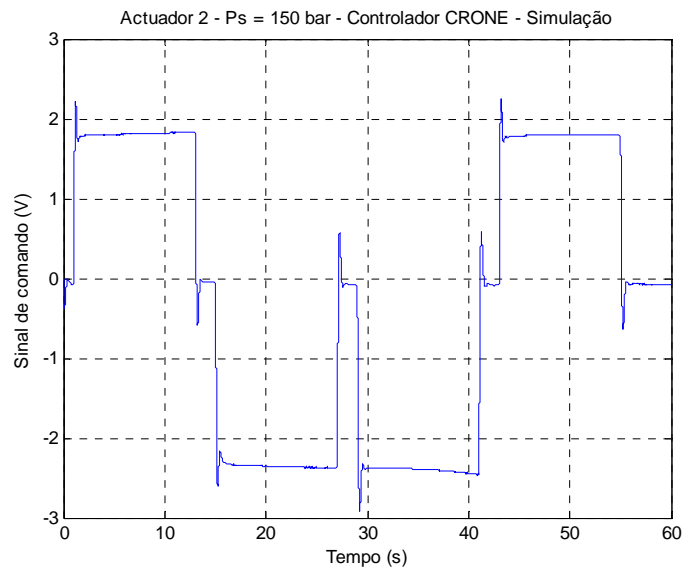


Figura 66 – Sinal de comando obtido no sistema simulado com controlador CRONE

Em simulação, verifica-se que o erro é mais baixo que o obtido com o controlador PI implementado no sistema real. Mesmo não possuindo acção integral, o controlador CRONE consegue garantir uma boa atenuação do erro com referência em rampa.

No sistema real, este controlador não garantia a estabilidade do sistema, havendo saturações sucessivas do sinal de comando logo no início dos testes. Prevê-se que esse facto seja originado pelo ruído presente no sinal da posição medido, sendo por isso necessário um estudo mais profundo de modo a caracterizar o conteúdo frequencial dos sinais. Feito esse estudo, será possível definir uma banda frequencial de funcionamento do controlador de modo a que o ruído seja convenientemente atenuado, não afectando desse modo o sinal de comando a enviar para a servo-distribuidora.

A definição de uma largura de banda esta subjacente ao processo de obtenção de alguns controladores mais elaborados. É o caso dos controladores *QFT* e H_{∞} , que através da definição de limites de desempenho garantem um bom compromisso entre garantir as especificações de desempenho e garantir robustez em cada frequência. Neste caso, um controlador com pequena largura de banda é o requisito primordial para evitar problemas de amplificação de ruído.

7 Desenvolvimento da aplicação de controlo do sistema de ensaios

7.1 Introdução

A nova aplicação de controlo pretendida vem no sentido de se ajustar à nova configuração dos actuadores estudada anteriormente. Porém, a aplicação que tem vindo a ser usada até à data mostrou alguns problemas que apesar de não colocarem em causa a realização dos ensaios, não permitiam tirar partido das totais capacidades do hardware de controlo implementado. Um dos principais problemas encontrados foi a baixa frequência de amostragem utilizada no controlo dos actuadores. Essa frequência era de 100 Hz, valor que origina problemas de *aliasing* devido à alta dinâmica própria dos actuadores hidráulicos e servo-distribuidora, que, por sua vez, aumenta o erro no seguimento de trajectórias por parte dos mesmos. Assim, a nova aplicação, além de ter de implementar o controlo e monitorização de ensaios biaxiais, deve também possuir uma estrutura mais eficiente de modo a atingir uma frequência de amostragem adequada ao sistema a controlar.

Na primeira parte deste capítulo, será descrito o algoritmo de geração de trajectórias implementado na aplicação de controlo. Posteriormente, são apresentadas as potencialidades do software *LabVIEW* no desenvolvimento de aplicações distribuídas, para possibilitar uma melhor compreensão da descrição da aplicação global de controlo.

7.2 Gerador de trajectórias

Os ensaios biaxiais resultam da aplicação de deslocamentos no plano em que se encontram os dois actuadores hidráulicos. O modo de definição desses deslocamentos parte da especificação do tipo de trajectória a percorrer e do ponto que irá cumprir essa trajectória. Tendo em conta o estudo que se pretende realizar nos pilares, são considerados dois tipos de trajectórias. Por um lado, tem-se as trajectórias rectilíneas, que são capazes de unir dois quaisquer pontos no plano de trabalho por uma evolução linear. Por outro lado, tem-se as trajectórias elípticas, que englobam as trajectórias circulares, e definem os pontos de passagem em torno da origem do referencial de trabalho, segundo uma evolução elíptica.

Para a geração das trajectórias foram considerados dois referenciais no sistema de ensaios, de acordo com a figura 67, que facilitam o próprio algoritmo e também a sua compreensão. Existe o referencial de base, S_0 , cujos eixos intersectam as rótulas de fixação dos actuadores hidráulicos à estrutura fixa e define o espaço de trabalho. Um outro, denominado referencial de trabalho, S_I , tem origem no ponto inicial do ensaio e é em relação a ele que são geradas as trajectórias pretendidas. O ponto considerado para o seguimento das trajectórias corresponde ao centro geométrico da secção horizontal do provete, coincidente com o plano de trabalho.

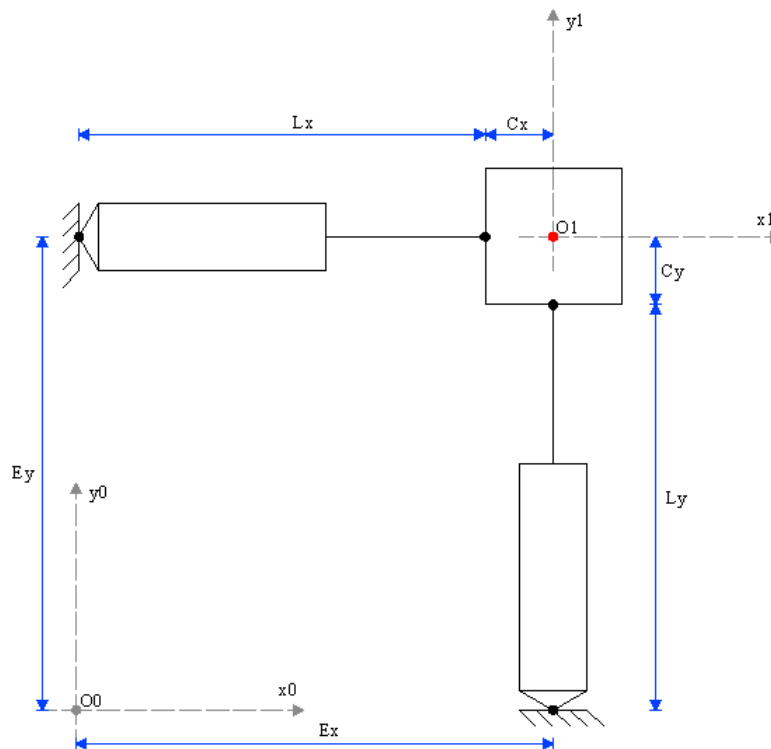


Figura 67 – Referenciais do sistema de ensaio

O objectivo do gerador de trajectórias é calcular, em cada instante, as referências de cada um dos actuadores a dar aos respectivos controladores, de modo a que o ponto definido cumpra a trajectória pretendida. É considerado sempre que o provete não sofre torção durante o ensaio, ou seja, as faces do provete mantêm-se com a orientação inicial.

7.2.1 Trajectória rectilínea

A interpolação rectilínea tem como objectivo principal levar o ponto central do provete a qualquer localização no plano de trabalho formado pelos dois actuadores. Tendo em conta o ponto inicial relativamente ao referencial S_I , e sabendo o ponto final para o qual se

pretende levar o provete, são calculados os comprimentos necessários nos actuadores em cada iteração relativamente ao referencial S_0 , para estabelecer uma trajectória rectilínea entre os dois pontos. Todo este processo pode ser melhor compreendido considerando os actuadores como barras em cada instante, como ilustrado na figura 68.

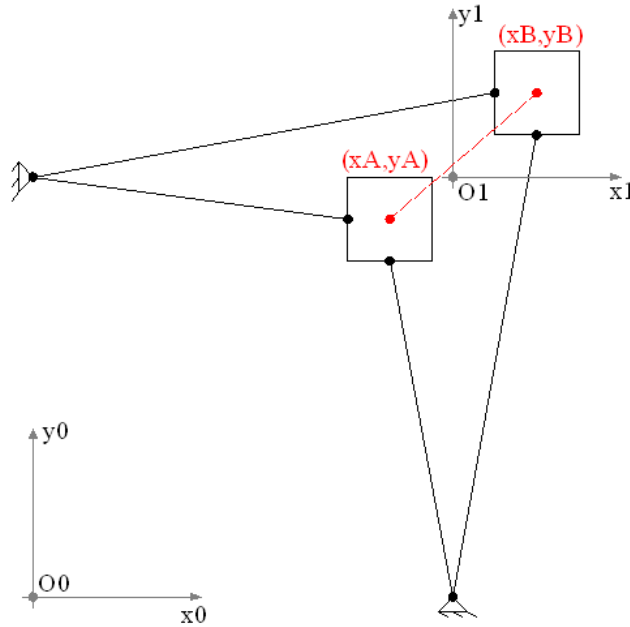


Figura 68 – Interpolação rectilínea

O algoritmo de geração desta trajectória funciona a partir da especificação do ponto final (x_B, y_B) e da velocidade pretendida. Antes da interpolação propriamente dita, são efectuados alguns cálculos preliminares de modo a tornar esse processo numericamente mais leve. Inicialmente são calculados o declive e os incrementos a dar em cada um dos eixos. Desta forma o declive da recta, m , é obtido através da expressão (7.1), sendo que x_A , x_B , y_A e y_B estão referenciados em S_I .

$$m = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \quad (7.1)$$

cujo ângulo em relação ao eixo X_I é $\alpha = \arctan(m)$.

Sabendo a velocidade especificada, v , juntamente com o intervalo de tempo entre iterações, Δt , é possível calcular o incremento *incr* a dar ao comprimento da recta em cada iteração:

$$incr = v \times \Delta t \quad (7.2)$$

Usando o declive calculado anteriormente, α , obtém-se as projecções desse incremento em cada um dos eixos X_I e Y_I :

$$iterX = incr \times \cos(\alpha) \quad (7.3)$$

$$iterY = incr \times \sin(\alpha) \quad (7.4)$$

Após a realização dos cálculos preliminares, é iniciado então o processo de interpolação rectilínea. Assim, ao ponto anterior, (x_{ant}, y_{ant}) , são adicionados os incrementos $iterX$ e $iterY$, segundo os eixos X e Y respectivamente, ao longo das iterações, até que o ponto (x_B, y_B) seja alcançado:

$$x_{seg} = x_{ant} + iterX \quad (7.5)$$

$$y_{seg} = y_{ant} + iterY \quad (7.6)$$

em que (x_{seg}, y_{seg}) é o novo ponto a atingir. Existe a noção de que as equações (7.5) e (7.6) originam acumulação de erro durante a evolução da trajectória. Por limitações de tempo não foi possível rever este processo.

Atingindo o ponto (x_B, y_B) o interpolador conclui a sua execução até que seja dado um novo ponto a atingir.

Os pontos (x_{seg}, y_{seg}) são calculados relativamente ao referencial S_I que, conhecendo o seu posicionamento relativamente a S_0 , permite obter os comprimentos necessários nos actuadores em cada iteração. Como a passagem de S_I para S_0 é um processo comum aos dois tipos de interpolação, ele será explicado posteriormente.

7.2.2 Trajectória elíptica

A interpolação elíptica pretende solicitar o provete com os deslocamentos frequentemente impostos em ensaios biaxiais. O primeiro passo para definir este tipo de trajectórias está relacionado com a forma de a especificar. Assim, tendo em conta que as elipses interpoladas estão centradas no referencial S_I , a especificação pode ser feita de acordo com a figura 69.

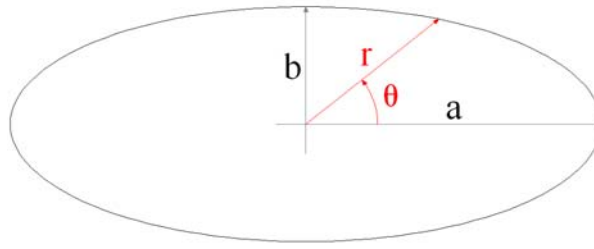


Figura 69 – Especificação da trajetória elíptica

Os parâmetros a e b representam metade do comprimento do eixo maior e do eixo menor respectivamente. Usando coordenadas cartesianas, a equação que define a elipse no plano XY, na origem do referencial, tem a seguinte forma:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (7.7)$$

Em coordenadas polares a elipse é caracterizada pelo ângulo de rotação θ e pela distância à origem do referencial r . A relação entre estes dois parâmetros é estabelecida pela seguinte expressão:

$$r = \frac{b}{\sqrt{1 - e^2 \cos^2 \theta}} \quad (7.8)$$

em que e representa a excentricidade da elipse, que pode ser obtida através da seguinte expressão:

$$e = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}} \quad (7.9)$$

Por maior facilidade de cálculo a interpolação implementada trabalha em coordenadas polares, como se ilustra na figura 70, sendo posteriormente obtidos os pontos em coordenadas cartesianas no plano XY.

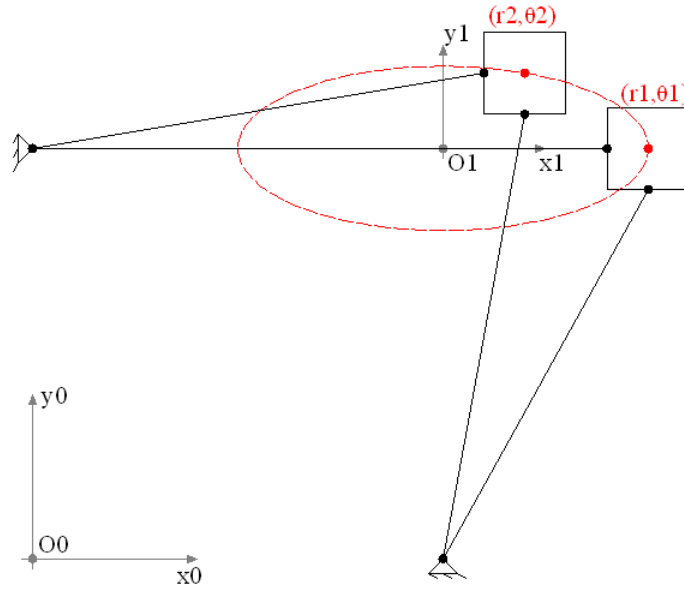


Figura 70 – Interpolação elíptica

Antes de se dar início à interpolação elíptica, é necessário levar o ponto central do provete ao ponto com coordenadas polares $r = a$ e $\theta = 0^\circ$, de acordo com a figura 69. Para isso, como facilmente se deduz, é usada a interpolação linear para atingir esse ponto, onde se dá o início da interpolação elíptica.

Sabendo a velocidade pretendida para a evolução do ensaio, v , juntamente com o ângulo de rotação, θ_{ant} , e o raio da iteração anterior calculada, r_{ant} , obtém-se o ângulo de rotação para a nova iteração, θ_{seg} , através da seguinte expressão:

$$\theta_{seg} = \theta_{ant} + \frac{v \times \Delta t}{r_{ant}} \quad (7.10)$$

em que Δt representa o intervalo de tempo entre iterações.

O cálculo do raio em cada iteração, r_{seg} , pode então ser obtido da seguinte forma:

$$r_{seg} = \frac{b}{\sqrt{1 - e^2 \cos^2(\theta_{seg})}} \quad (7.11)$$

Estando o novo ponto definido em coordenadas polares e relativamente ao referencial S_I torna-se necessário a passagem para coordenadas cartesianas, (x_{seg}, y_{seg}) , para posteriormente calcular as referências para cada um dos actuadores.

$$x_{seg} = r_{seg} \times \cos(\theta_{seg}) \quad (7.12)$$

$$y_{seg} = r_{seg} \times \sin(\theta_{seg}) \quad (7.13)$$

A interpolação processa-se até que seja atingido um dos eixos do referencial S_I ou até que seja cumprida uma volta em torno da origem do referencial S_I .

7.2.3 Cálculo das referencias dos actuadores

No fim da interpolação, qualquer que ela seja, resulta o ponto que o provete deve alcançar de modo a seguir a trajectória pretendida. Através desse ponto, (x_{seg}, y_{seg}) , é possível obter o comprimento dos actuadores e, conseqüentemente, a referência em posição a dar a cada um deles. Como o ponto calculado se encontra referenciado ao sistema de eixos S_I , torna-se necessário fazer a passagem para o sistema de eixos S_0 . Para isso basta conhecer os parâmetros X_S e Y_S , que em conjunto formam o ponto onde se encontra a origem do referencial S_I relativamente a S_0 , e também os parâmetros E_x e E_y que caracterizam a geometria do sistema de ensaios. Na figura 71 são representadas as variáveis a usar.

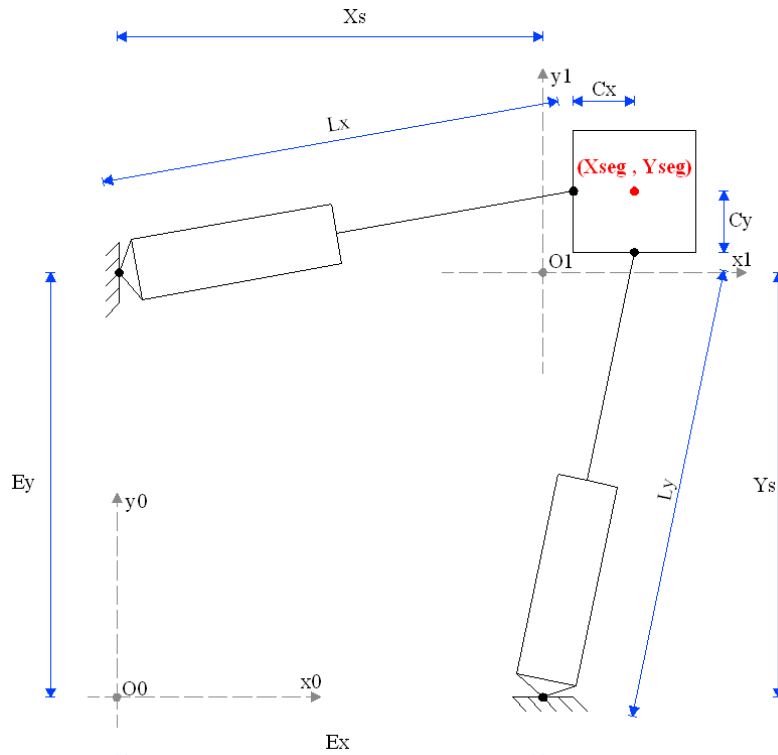


Figura 71 – Passagem do referencial S_I para o referencial S_0

Desta forma, é possível definir a origem do referencial S_I de modo a interpolar trajectórias em zonas específicas do plano de trabalho. Assim, a passagem de S_I para S_0 é feita da seguinte forma:

$$x_{seg} |_{S_0} = x_{seg} |_{S_I} + X_S \quad (7.14)$$

$$y_{seg} |_{S_0} = y_{seg} |_{S_I} + Y_S \quad (7.15)$$

Estando o ponto interpolado referenciado a S_0 , calculam-se os comprimentos dos actuadores, L_x e L_y , através de relações matemáticas elementares. Nessas relações, é considerado que o provete não sofre torção e, por isso, os lados do provete mantêm os seus declives. Assim, L_x e L_y são obtidos da seguinte forma:

$$L_x^2 = (x_{seg} |_{S_0} - C_x)^2 + (y_{seg} |_{S_0} - E_y)^2 \quad (7.16)$$

$$L_y^2 = (x_{seg} |_{S_0} - E_x)^2 + (y_{seg} |_{S_0} - C_y)^2 \quad (7.17)$$

em que C_x e C_y correspondem a metade do comprimento de cada um dos lados do provete, e E_x e E_y correspondem às distâncias das rótulas fixas à origem do referencial S_0 dos actuadores X e Y respectivamente.

As referências em posição a dar a cada um dos actuadores, R_x e R_y , podem então ser obtidas através das seguintes relações:

$$R_x = L_x - Comp_x \quad (7.18)$$

$$R_y = L_y - Comp_y \quad (7.19)$$

em que $Comp_x$ e $Comp_y$ correspondem ao comprimento de cada um dos actuadores quando a referência é zero.

O cálculo das referências em posição dos actuadores finaliza o algoritmo de geração de trajectórias. Posteriormente, os valores R_x e R_y são usados como entradas no algoritmo de controlo dos respectivos actuadores.

7.3 Descrição do sistema de controlo

A filosofia de controlo adoptada no sistema de ensaios do LESE baseia-se na separação de processos de modo a obter um bom desempenho da aplicação global de controlo. Um sistema de controlo para este tipo de sistema de ensaios requer a existência de um processo que implemente uma interface gráfica com o utilizador e tem de possibilitar a imposição de ordens de comando e realizar o controlo geral do ensaio enquanto este se desenrola. Por outro lado, é necessária a existência de um processo que receba as ordens de comando do utilizador e/ou do controlo geral do ensaio e as implemente no sistema físico enquanto realiza o controlo dos actuadores. Este processo, comparativamente com o primeiro, possui requisitos temporais muito mais apertados pois o controlo dos actuadores exige determinismo no que respeita à actualização dos sinais de comando e controlo em tempo real. Além disso, o algoritmo de controlo deve funcionar a uma frequência suficientemente alta de modo a cobrir a dinâmica própria dos actuadores.

Inicialmente, a aplicação de controlo de ensaios uniaxiais não permitia uma frequência de amostragem superior aos 100 Hz. As frequências naturais calculadas dos actuadores 2 e 3 estão compreendidas entre 450 Hz e 600 Hz, o que nas condições descritas traz problemas de *aliasing*, podendo por em causa a estabilidade do sistema. Numa fase inicial o problema foi resolvido com filtros *anti-aliasing*, verificando-se algumas melhorias, no entanto, visto ser necessário implementar um sistema com 2 eixos a situação ficaria mais crítica em termos de estabilidade e de disponibilidade do controlador. Assim sendo, a solução adoptada foi a de aumentar a frequência de amostragem na nova, e mais eficiente, aplicação de controlo, de modo a esta ficar pelo menos acima da frequência natural dos actuadores a utilizar.

A forma de alcançar uma frequência de amostragem mais alta passa então pela separação dos dois processos descritos em cima, trazendo vantagens notórias no desempenho geral da aplicação global de controlo do sistema de ensaios. A divisão das tarefas a realizar por várias aplicações, como se ilustra na figura 72, permite otimizar o desempenho de cada uma delas.

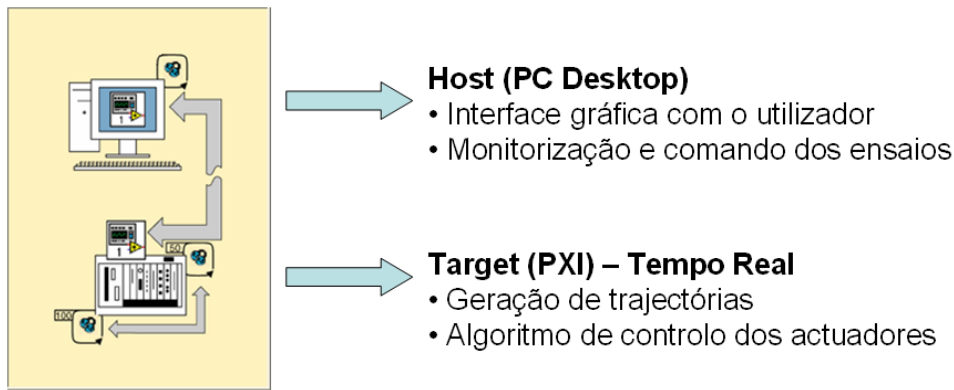


Figura 72 – Aplicação global de controlo do sistema de ensaios

Assim, de um lado, *host*, existe uma aplicação que se responsabiliza pela interacção do operador com o sistema de ensaios, em que lhe é mostrada toda a informação da evolução dos ensaios. Do outro lado, no *target*, existe uma aplicação que gera as trajetórias de acordo com as ordens do operador e processa o algoritmo de controlo dos actuadores. Do *host* faz parte um PC desktop que possui instalado o sistema operativo *Windows XP SP2*. O *target* é constituído por um controlador dedicado *PXI-8187* da *National Instruments*, que possui o sistema operativo de tempo-real *LabVIEW RT* para garantir os requisitos da aplicação a correr. No geral, essa aplicação tem duas tarefas em concorrência mas com prioridades diferentes, o que exige um mecanismo de escalonamento de modo a respeitar as metas temporais. A tarefa de maior prioridade será a que realiza a geração de trajetórias e o controlo dos actuadores, enquanto que a tarefa de menor prioridade garante a comunicação com a aplicação a correr no *host* através de um protocolo estabelecido.

Os dois dispositivos, *host* e *target*, encontram-se ligados através de uma rede local *ethernet* da qual constituem os únicos pontos de comunicação.

7.4 Aplicações distribuídas em LabVIEW

O sistema de ensaios do LESE apresenta um sistema de controlo que segue a filosofia de uma aplicação distribuída. Tendo em conta este cenário, torna-se evidente que a gestão das variáveis em jogo, entre as várias partes da aplicação distribuída, é um processo vital para o bom funcionamento do conjunto.

O software *LabVIEW* apresentou recentemente um conceito nas suas aplicações, designado de *Shared Variables*, que pretende simplificar o desenvolvimento de aplicações distribuídas. Através do uso de *Shared Variables* é possível trocar dados entre tarefas com prioridades diferentes numa mesma aplicação ou, entre duas aplicações a correr em sistemas

diferentes ligados através de uma rede *Ethernet*. De modo a contemplar cada caso específico existem três tipos de *Shared Variables*: *single-process*, *network-published* e *time-triggered*. A criação de cada uma destas variáveis é feita a alto nível, sendo possível configurar recursos mais avançados como *FIFOs* ou *buffers* para situações de tempo crítico. Neste caso, não serão tratadas as variáveis *time-triggered* pois fogem do âmbito da aplicação em questão.

Na criação de uma *Shared Variable* é possível escolher o tipo pretendido. Por defeito pode-se escolher de entre os tipos mais usuais usados na programação geral, como *integer*, *string*, *boolean*, etc, mas também é possível criar um novo tipo de dados à medida das necessidades. Após a criação de uma *Shared Variable* passa a ser possível ler ou escrever o seu valor em várias componentes da aplicação distribuída. Para isso, são usados nós nos respectivos *VI*s (*Virtual Instrument*) que dão a interface necessária para a troca de dados, tal como o ilustrado na figura 73.

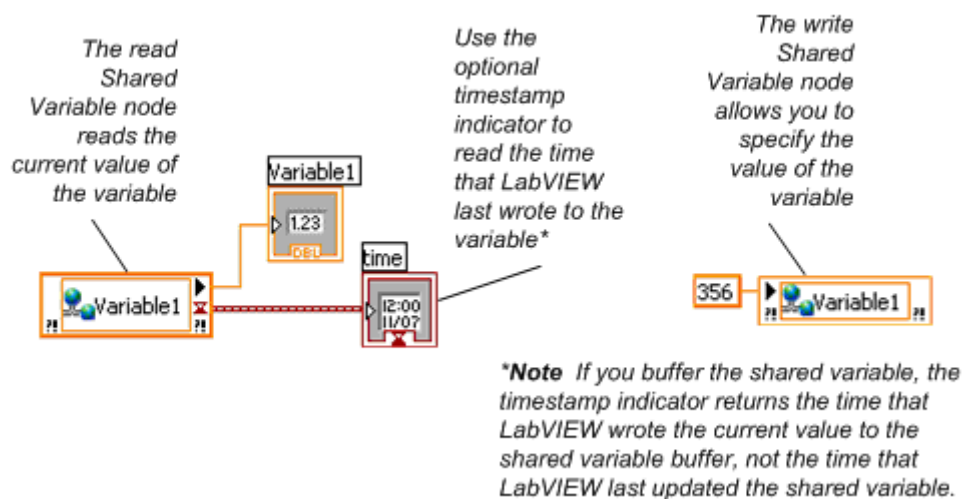


Figura 73 – Leitura e escrita de *shared variables*

Cada nó pode ser configurado como nó de escrita ou nó de leitura, podendo existir numa aplicação vários nós de escrita e de leitura. Este processo simplifica significativamente a comunicação entre os vários *VI*s de uma aplicação distribuída.

7.4.1 Single-Process Shared Variable

Uma *single-process shared variable* tem como objectivo a troca de dados dentro de um mesmo *VI* que possui tarefas a correr simultaneamente. A implementação deste tipo de variáveis tem a vantagem de ser acessível em qualquer parte da aplicação distribuída através de uma conversão em *network-published shared variable*. Além disso, estas variáveis podem ter *FIFOs* associadas que garantem o determinismo dentro de uma mesma aplicação. Isso é

especialmente importante nos casos em que é necessário a troca de dados entre uma tarefa de tempo crítico e uma outra de baixa prioridade. Nestes casos, uma *FIFO* guarda os sucessivos valores tomados pela variável e disponibiliza-os segundo a ordem de chegada desses valores. O valor mais antigo é o primeiro a ser disponibilizado. Desta forma garante-se a integridade dos dados entre as duas tarefas, independentemente da cadência a que se processam. A figura 74 mostra o funcionamento de uma *FIFO* de uma *single-process shared variable*.

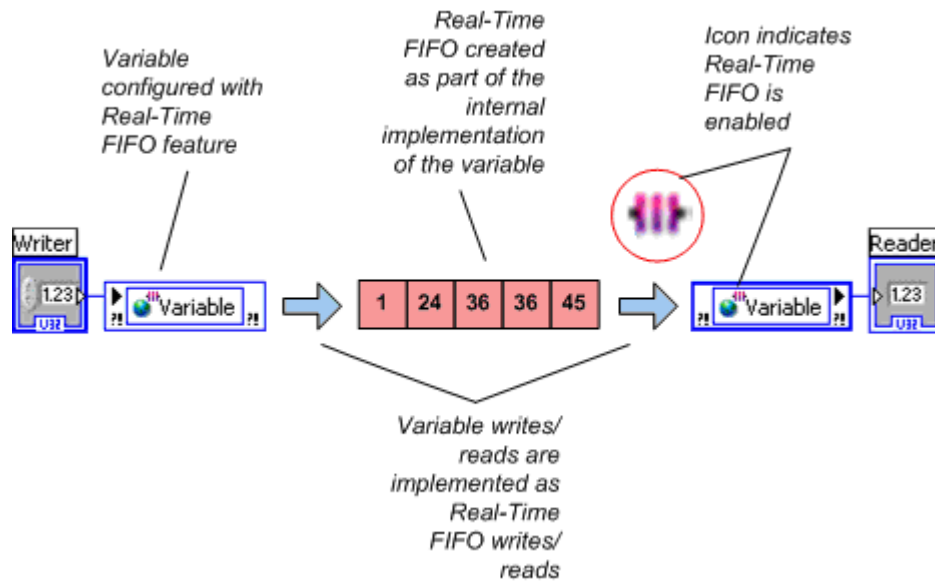


Figura 74 – Funcionamento de uma *FIFO* associado a uma *single-process shared variable*

No caso da aplicação possuir vários nós de escrita e/ou de leitura de uma *single-process shared variable*, a respectiva *FIFO* é partilhada entre eles, como se ilustra na figura 75. Assim, para garantir a integridade dos dados, os vários nós de escrita bloqueiam-se mutuamente entre si para terem acesso à *FIFO*. O mesmo acontece com os nós de leitura. Apesar da existência deste processo, é preferível evitar o uso de múltiplos nós de escrita e nós de leitura.

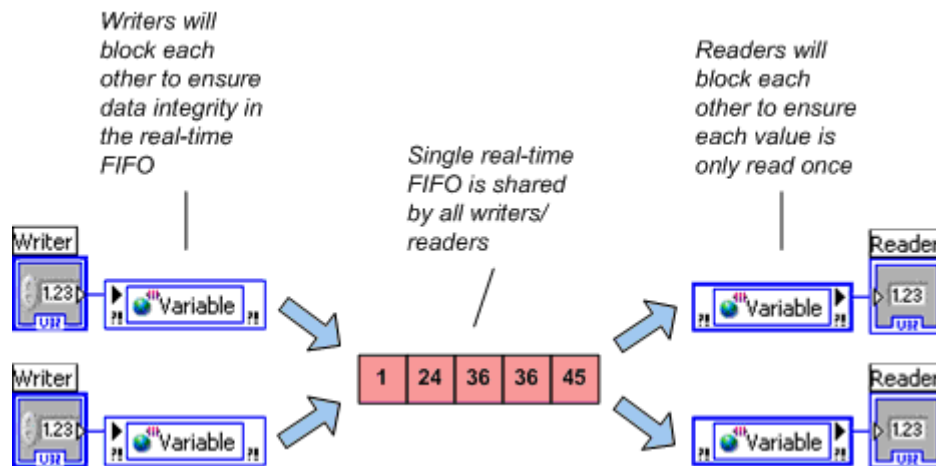


Figura 75 – Escrita e leitura de uma *FIFO* em vários nós

As *FIFOs* possuem dois modos possíveis de configuração. A principal diferença reside no valor devolvido quando a *FIFO* se encontra vazia. Na configuração *single-element*, a *FIFO* devolve o mesmo valor, que pode ser configurado, até que um nó de escrita escreva um novo valor nela, independentemente do nó de leitura que a esteja a aceder. Na configuração *multi-element*, a cada nó de leitura, a *FIFO* devolve o último valor lido pelo respectivo nó ou, um valor definido à partida para o tipo de dados em jogo, se o nó de leitura ainda não tiver acedido anteriormente. Na figura 76 é ilustrado o funcionamento de uma *FIFO* com a configuração *multi-element*.

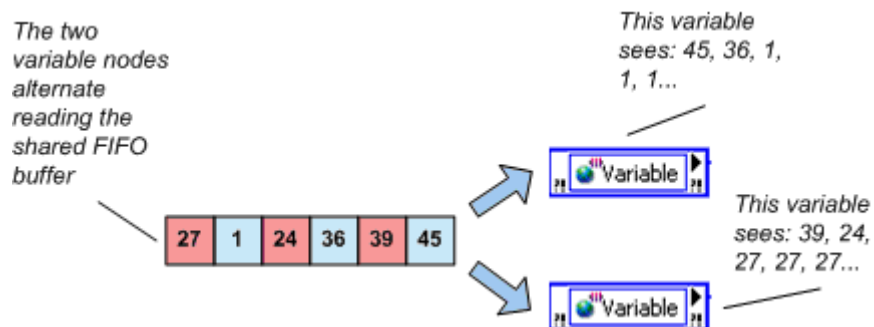


Figura 76 – Funcionamento de uma *FIFO* com a configuração *multi-element*

7.4.2 Network-Published Shared Variable

As variáveis do tipo *network-shared* têm a principal vantagem de poderem ser escritas ou lidas através de uma rede *Ethernet*. São as próprias *network-shared variables* que implementam o seu acesso na rede. Para além desta característica, estas variáveis apresentam outros recursos que não se encontram nas *single-process shared variables*, o que torna o funcionamento interno das *network-published variables* consideravelmente mais complexo.

O funcionamento das *network-published shared variables* assenta num protocolo de transporte designado de *NI Publish and Subscribe Protocol (NI-PSP)*. Para que uma variável deste tipo possa ser acedida remotamente, esta precisa de ser alojada num *Shared Variable Engine (SVE)* que se responsabiliza por guardar o seu valor. Quando um nó tenta escrever um novo valor, o *LabVIEW* envia esse valor para o *SVE* onde a variável está alojada. Posteriormente o *SVE* publica esse valor através da rede possibilitando aos subscritores receber a sua actualização. A figura 77 mostra todo o processo.

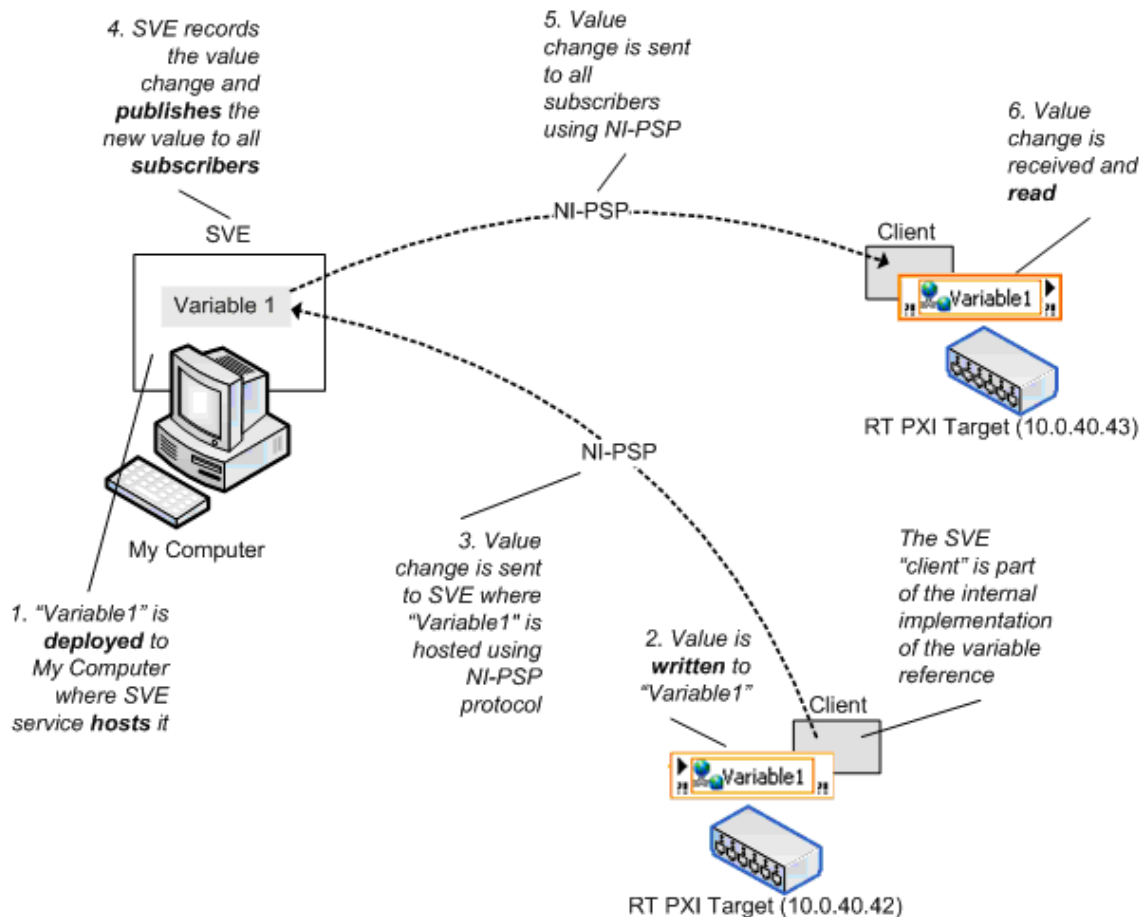


Figura 77 – Troca de dados através de *network-published shared variables*

Como acontece nas *single-process shared variable*, neste caso também é possível configurar *FIFOs* para as variáveis criadas, como se ilustra na figura 78. No entanto, as *FIFOs* nas *network-published shared variable* possuem uma diferença comportamental importante. Aqui, cada nó de leitura e cada nó de escrita possui o seu próprio *FIFO* de tempo real em ambas as configurações, *single-element* e *multi-element*.

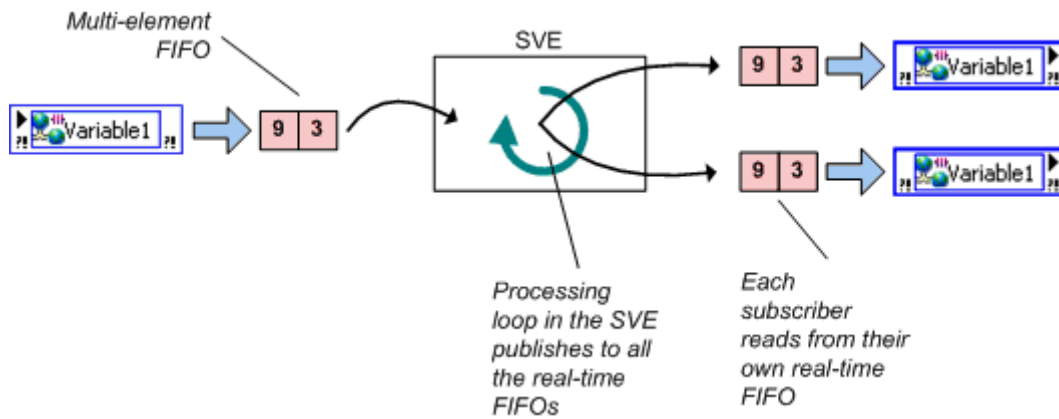


Figura 78 – Funcionamento de uma *FIFO* associada a uma *network-published shared variable*

Para além das *FIFOs* é possível atribuir *buffers* às *network-published shared variables* de modo a salvaguardar as possíveis flutuações nas velocidades das operações de leitura e escrita. Para além disso, este recurso revela-se importante nos casos em que o tráfego de dados na rede possa comprometer a eficiência da comunicação. Usando este recurso, para cada *network-published shared variable* é criado um *buffer* no respectivo *SVE* e um *buffer* em cada nó de leitura. O funcionamento dos *buffers* é ilustrado na figura 79.

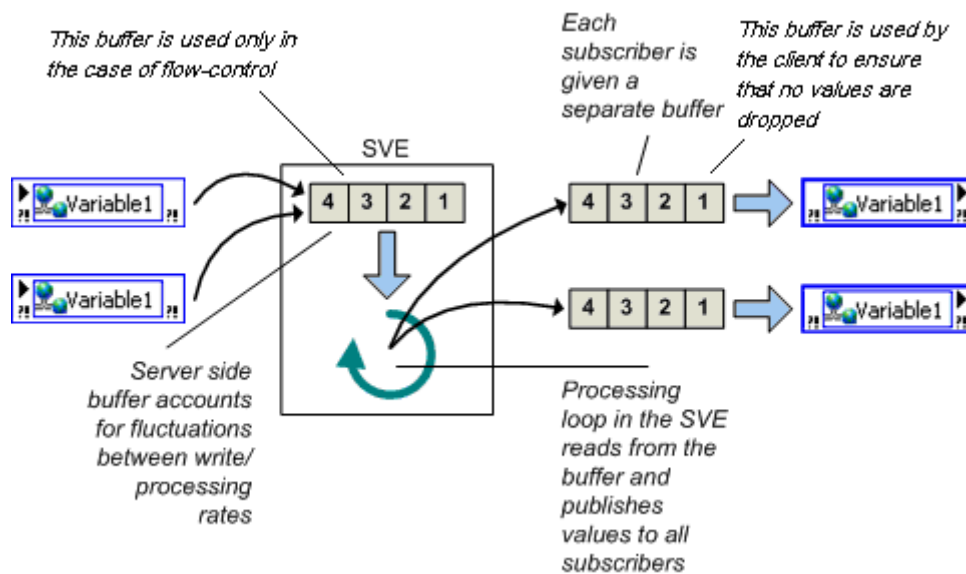


Figura 79 – Funcionamento dos *buffers* de uma *network-published shared variable*

Neste tipo de variáveis é possível ter em funcionamento simultâneo *FIFOs* e *buffers* para cada variável, como se mostra na figura 80. Como para cada nó de escrita e leitura é criada uma *FIFO* individual, os processos de escrita e leitura não se bloqueiam mutuamente.

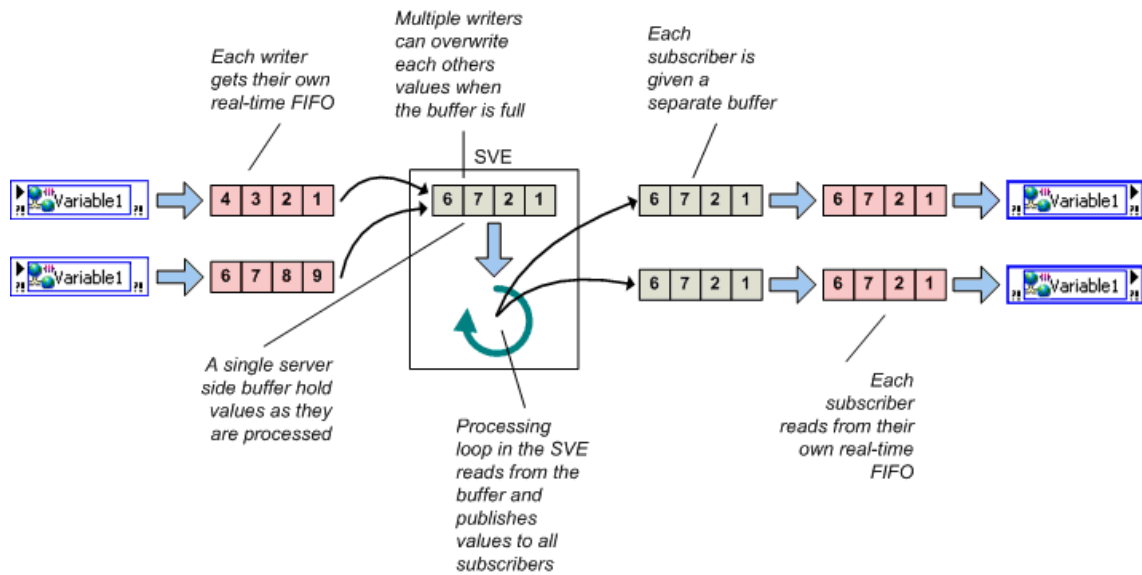


Figura 80 – Network-published shared variable com *FIFO* e *buffers* em simultâneo

7.4.3 Desempenho das Shared Variables

O local onde se implementa o *SVE* deve ser devidamente escolhido de modo a criar o mínimo impacto no desempenho das *network-published shared variables*. Em aplicações de tempo crítico o tempo de processamento do *SVE* pode pôr em causa o determinismo. Além disso, o uso inadequado das *Shared Variables* pode provocar tempos de comunicação consideravelmente altos. A figura 81 mostra uma utilização ineficaz das *network-published shared variables*.

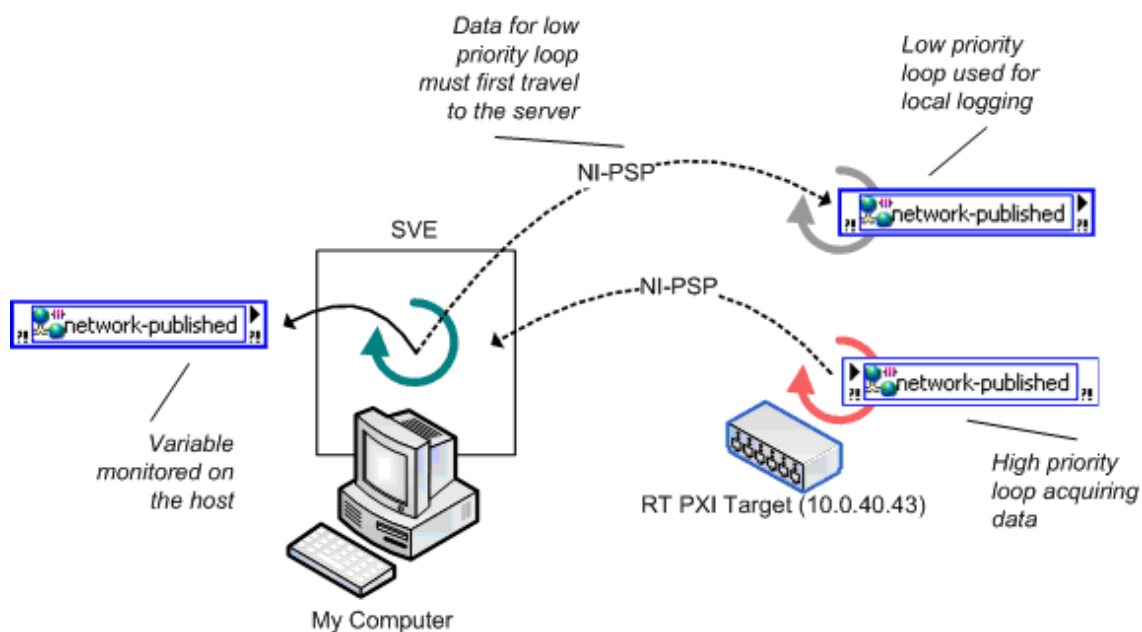


Figura 81 – Utilização ineficaz de uma *network-published shared variable*

Neste caso, os dados são gerados num controlador dedicado de tempo real, que são monitorizados através de um computador remoto e registados num outro processo remoto de baixa prioridade. Como os subscritores recebem os dados através do *SVE*, é grande a latência entre a escrita no processo de alta prioridade e a leitura no processo de baixa prioridade. Além disso, todo este processo necessita de dois envios de dados através da rede. A figura 82 mostra uma arquitectura mais optimizada com vista ao mesmo objectivo.

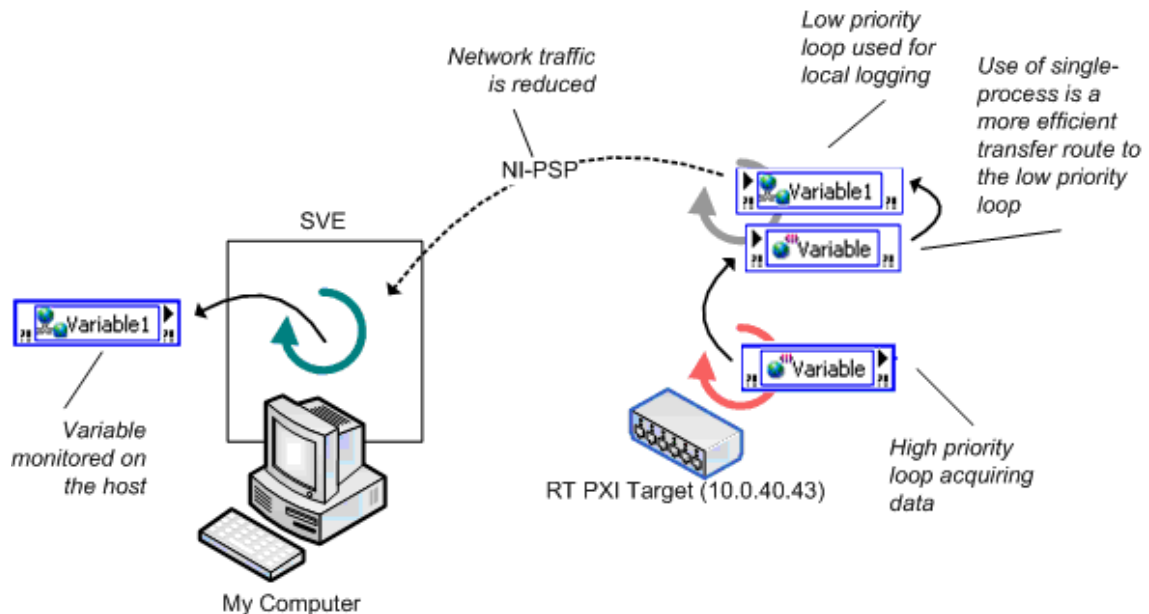


Figura 82 – Arquitectura optimizada para a troca de dados

Nesta nova arquitectura é usada uma *single-process shared variable* para transferir os dados entre o processo de alta prioridade e o processo de baixa prioridade. Ambos os processos correm agora no controlador dedicado de tempo real, sendo que o de baixa prioridade regista os dados e escreve-os numa *network-published shared variable* para serem acessíveis remotamente.

Apesar do desempenho das aplicações que usam *Shared Variables* ser inferior ao desempenho das aplicações criadas a baixo nível com funcionalidades idênticas, essa diferença não justifica o tempo e complexidade exigidas no último caso. O alto nível de configuração e a simplicidade com que se criam aplicações distribuídas usando *Shared Variables* mostram ser uma solução válida para o seu desenvolvimento.

7.5 Aplicação global desenvolvida

A aplicação global desenvolvida em *LabVIEW* é constituída por dois *Virtual Instruments (VIs)* principais que correm em conjunto no *host* e no *target*. No *target* estão implementados os algoritmos de controlo e de geração de trajectórias descritos anteriormente, enquanto que no *host* o *VI* a correr implementa a interface gráfica com o utilizador. Em cada um dos *VIs* existem ainda uma tarefa que se responsabiliza por estabelecer a comunicação necessária entre *target* e *host*, seguindo o protocolo proposto.

7.5.1 Aplicação *host*

Do lado do *host* a aplicação baseia-se principalmente numa interface gráfica com os comandos e informação necessários ao utilizador para controlar o sistema de ensaio, que é mostrada na figura 83. O início da aplicação dá-se após a compilação e envio da aplicação *target* para o controlador *PXI*, sendo posteriormente implementadas as *Shared Variables* e as variáveis internas a cada aplicação.

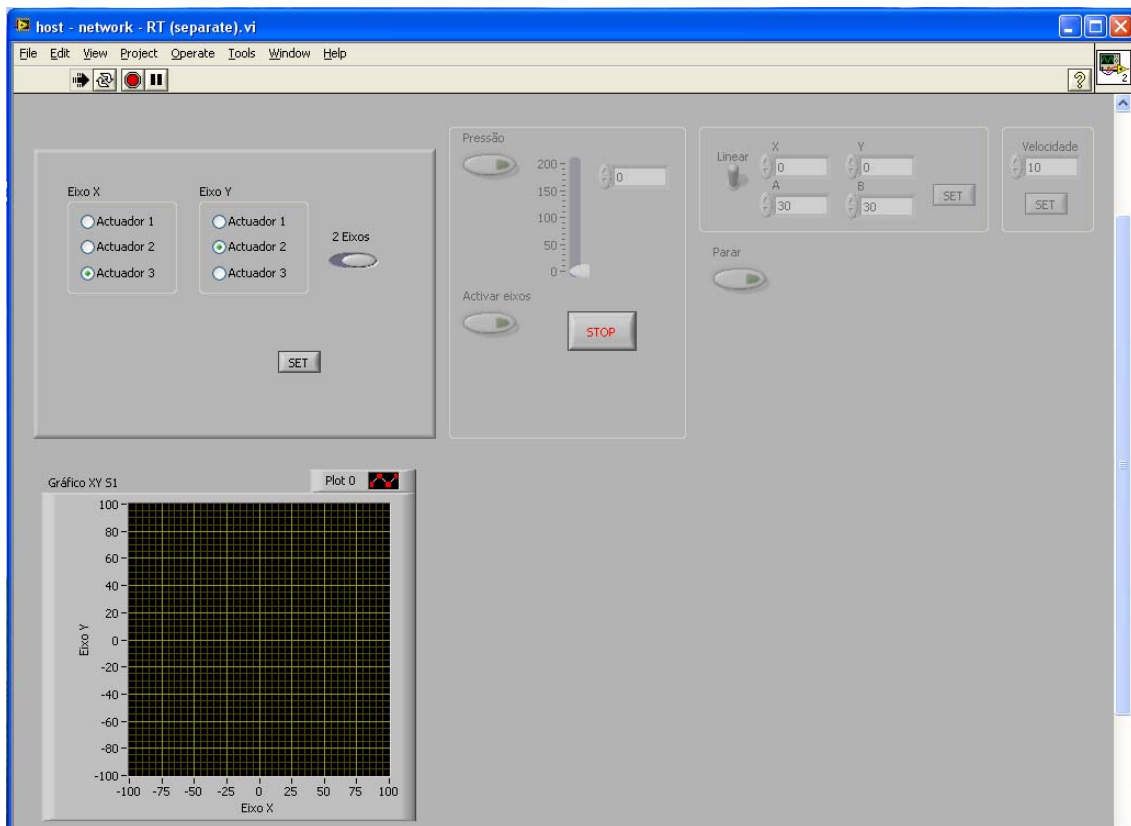


Figura 83 – Interface gráfica da aplicação *host*

Numa fase inicial, a aplicação *host* aguarda a configuração dos eixos pretendidos para o ensaio. Para isso, está destinada uma parte da interface gráfica, figura 84, que permite atribuir a cada um dos eixos o actuador respectivo. O tipo de ensaio é também aqui definido através da escolha de um ou dois eixos, pretendendo-se um ensaio uniaxial ou um ensaio biaxial respectivamente. No caso de se pretender um ensaio uniaxial apenas é necessário configurar o eixo *X*.

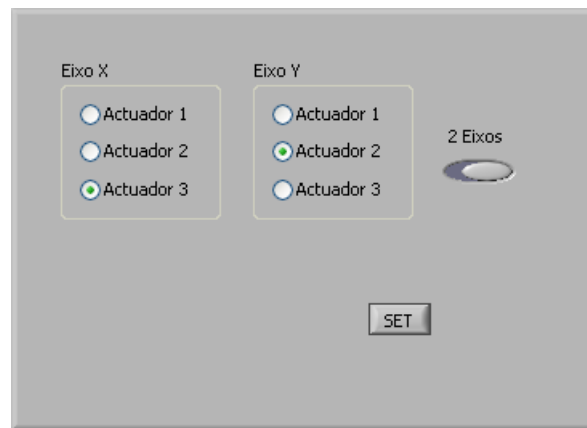


Figura 84 – Configuração dos eixos para o ensaio

Escolhida a configuração do ensaio, o utilizador envia a ordem para a aplicação *target* através de uma *Network-Published Shared Variable* devidamente formatada de acordo com o protocolo de comunicação.

Após a escolha dos actuadores, o utilizador tem acesso aos controlos que permitem interagir com a fonte de potência hidráulica. A secção da interface gráfica que permite essa interacção é ilustrada na figura 85.

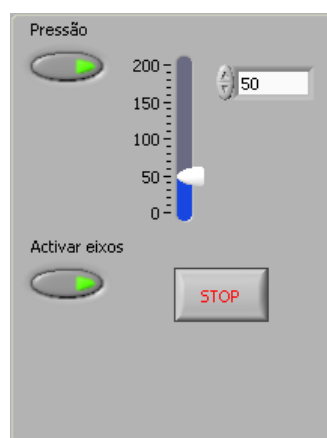


Figura 85 – Comandos para interagir com a fonte de potência hidráulica

Nessa secção, é possível activar a fonte de potência para posterior ajuste do valor da pressão pretendida para o sistema. Com a pressão ajustada, tem-se acesso ao botão de activação dos

actuadores escolhidos para o ensaio. Em caso de emergência existe um botão *Stop* que permite desactivar cada um dos eixos e a fonte de potência hidráulica.

Com os eixos activados é então possível passar à realização do ensaio propriamente dito. Na altura da escrita deste relatório apenas era possível a realização de ensaios manualmente, isto é, as trajectórias pretendidas eram impostas no momento de realização dos ensaios não existindo nenhum ficheiro de configuração de ensaios prévio. A figura 86 mostra a interface que permite a configuração das trajectórias.

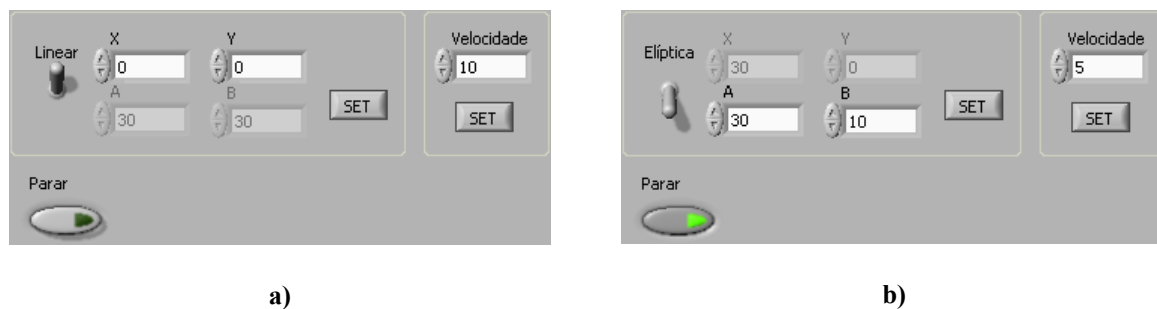


Figura 86 – Interface gráfica para configuração das trajectórias. a) trajectória linear seleccionada; b) trajectória elíptica seleccionada.

No caso de uma trajectória linear é possível definir o ponto x,y , em milímetros, para o qual se pretende que o ponto central da secção do provete se desloque através das caixas de texto X e Y . alterando o estado do *switch* mais à esquerda é possível ter acesso aos controlos de configuração de trajectórias elípticas. Os parâmetros a definir nesse tipo de trajectórias são os coeficientes A e B que representam as dimensões da elipse a definir como descrito na secção 7.2.2. Independentemente do tipo de trajectória escolhida, é possível definir a velocidade de deslocação do provete, em mm/s, através da caixa de texto designada de *Velocidade*, sendo possível alterá-la em qualquer instante. As unidades usadas na interface global são milímetros para os dados de posição, milímetros por segundo para os dados de velocidade e *bar* para os dados de pressão. A qualquer momento pode-se parar momentaneamente o ensaio através do botão *Parar*, sendo depois possível prosseguir com o ensaio.

Durante a execução do ensaio vão sendo recebidos do *target* alguns valores referentes a variáveis do mesmo, que posteriormente são mostrados na parte da interface gráfica dedicada a esse efeito, como ilustrada na figura 87. Esses dados correspondem às referências dos eixos e respectivos sinais de comando, às leituras de posição e também ao tempo de execução do algoritmo de controlo.

Ref. X	Ref. Y
0	0
Pos. X	Pos. Y
0.45535	0.70837
Comando X	Comando Y
-0.18093	0.19364
Tempo	dt
5.5	997

Figura 87 – Informação das variáveis de ensaio da aplicação *target*

Além desses dados, são recebidos os pontos interpolados pelo gerador de trajetórias a correr no *target*. Esses pontos vão sendo mostrados no gráfico XY presente na interface do *host*, como se ilustra na figura 88.

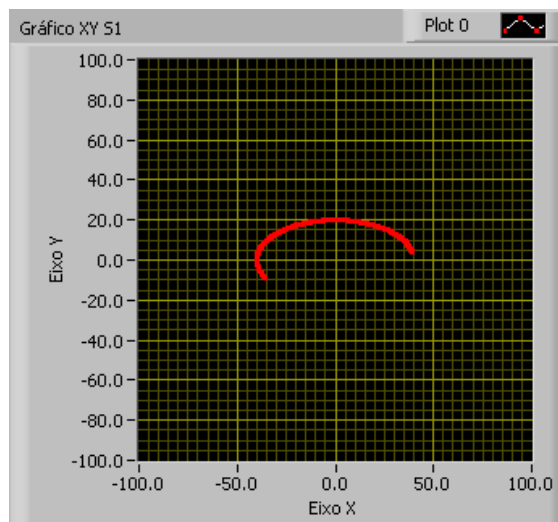


Figura 88 – Gráfico dos pontos interpolados pelo gerador de trajetórias

7.5.2 Aplicação *target*

O início da aplicação global dá-se com a compilação e envio da aplicação *target* para o controlador *PXI*. Após esse processo, a aplicação começa a correr automaticamente carregando as *Shared Variables* e as variáveis internas necessárias. Esta aplicação encontra-se dividida em dois *frames* sequenciais principais. O primeiro *frame* a correr, ilustrado na figura 89, trata da configuração dos eixos a usar no ensaio, de acordo com as ordens enviadas pelo utilizador.

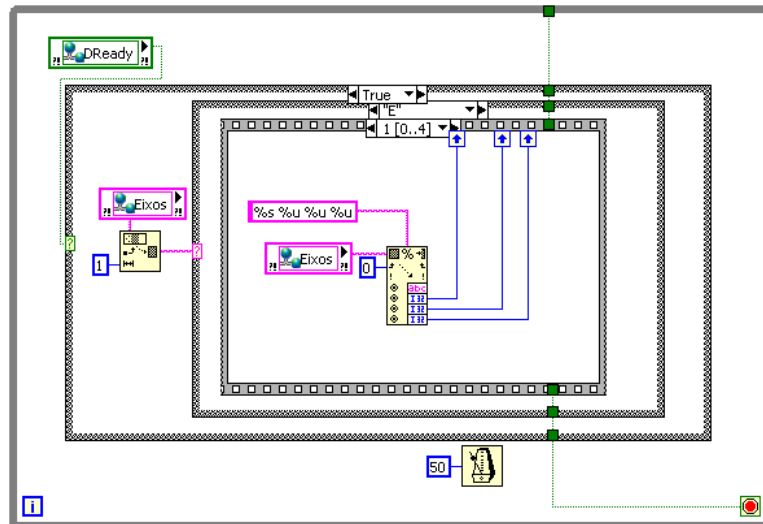


Figura 89 – Frame para rocedimento de configuração dos eixos

Recebida essa ordem, o algoritmo verifica o número de eixos a utilizar, de modo a contemplar os ensaios uniaxiais e os ensaios biaxiais, e atribui aos actuadores hidráulicos os respectivos eixos. No caso dos ensaios uniaxiais, fica atribuído apenas o actuador X. Essa atribuição é efectuada dando os valores necessários para as variáveis responsáveis pela activação, leitura da posição e escrita do sinal de comando para cada um dos actuadores. Os dados do utilizador são enviados através de uma *string* com identificação da ordem de configuração dos eixos e a informação dos actuadores a atribuir a cada um deles. Essa comunicação é feita de acordo com o protocolo estabelecido que será descrito posteriormente.

No segundo *frame* principal da aplicação *target* encontra-se as tarefas responsáveis pela geração de trajectórias e controlo dos eixos e pela comunicação com o *host*. Essas tarefas estão divididas em dois *loops* de prioridades diferentes. O *loop* de maior prioridade, ilustrado na figura 90, possui os algoritmos de geração de trajectórias e controlo de eixos visto serem tarefas que requerem determinismo a nível temporal.

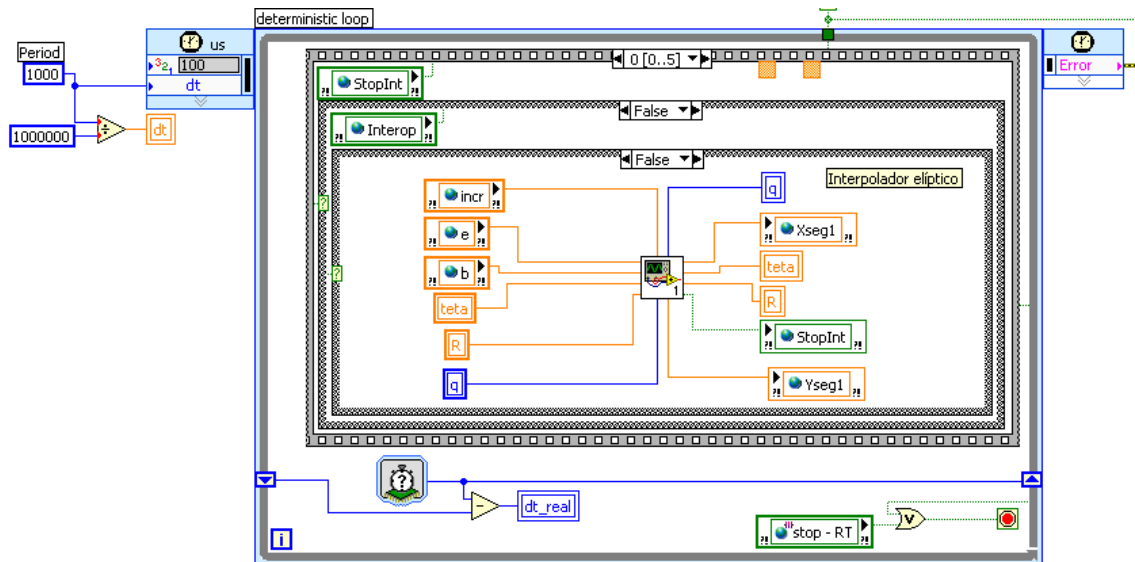


Figura 90 – Aplicação *target*: loop de maior prioridade

A primeira parte do *loop* de maior prioridade trata da geração de trajetórias. Aí, o interpolador adequado pode ser escolhido ou então a geração pode ser parada de acordo com as intenções do utilizador. Ambos os interpoladores, linear e elíptico, cuja implementação é ilustrada na figura 91, recebem os valores da interpolação anterior e geram os novos valores para a interpolação actual. Algumas das variáveis de entrada dos interpoladores correspondem a *Shared Variables* de modo a ser possível uma troca de dados eficiente entre os dois *loops*. Essas *Shared Variables* são responsáveis pela configuração dos respectivos interpoladores de modo a traçar as trajetórias pretendidas.

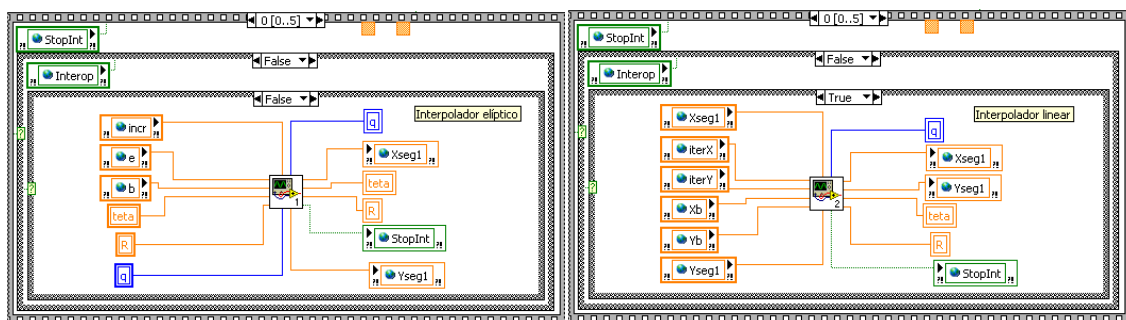


Figura 91 – Algoritmos do interpolador elíptico (esquerda) e do interpolador linear (direita)

Após a execução dos algoritmos dos interpoladores é efectuada a passagem de referencial dos valores interpolados e posterior cálculo das referências para os actuadores hidráulicos, cuja implementação é ilustrada na figura 92. Esse processo corresponde ao que foi descrito na secção 7.2.3, em que o algoritmo correspondente admite como entradas as medidas da geometria do sistema de ensaio e os valores anteriormente interpolados.

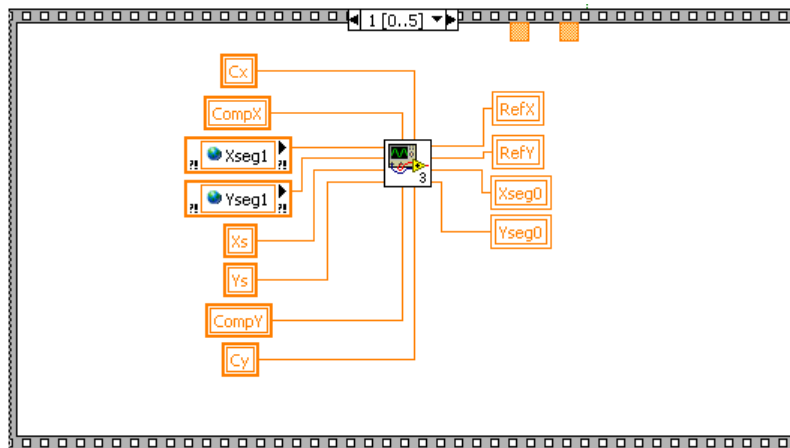


Figura 92 – Algoritmo de passagem de referencial e cálculo das referências para os actuadores

O algoritmo de cálculo das referências conclui a parte de geração de trajetórias. Tendo as novas referências a dar aos actuadores é iniciada a parte dos controladores para cálculo dos respectivos sinais de comando. Assim, a sequência continua com a leitura das posições actuais dos actuadores hidráulicos, como ilustrado na figura 93.

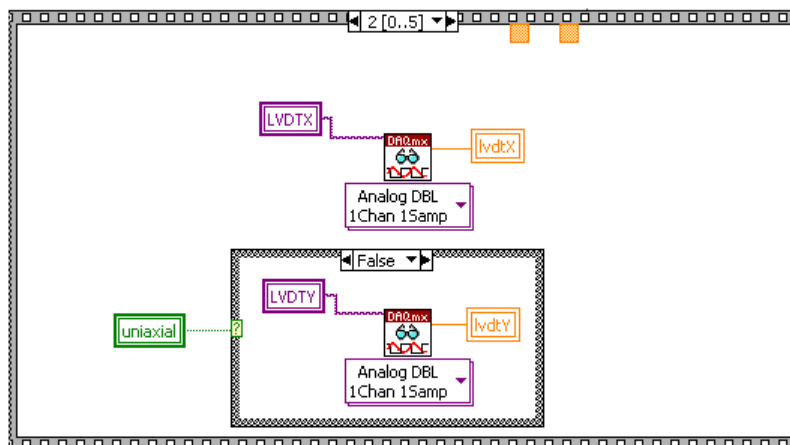


Figura 93 – Leitura das posições do actuadores hidráulicos

É possível verificar que, no caso de um ensaio uniaxial, a posição do actuador Y não é lida pois apenas é usado o actuador X, como foi referido anteriormente. Após a leitura das posições segue-se o algoritmo de controlo de cada eixo, como ilustrado na figura 94. Como entradas admite as referências calculadas e as leituras das posições, resultando daí os sinais de comando de acordo com o controlador PI apresentado na secção 6.3.

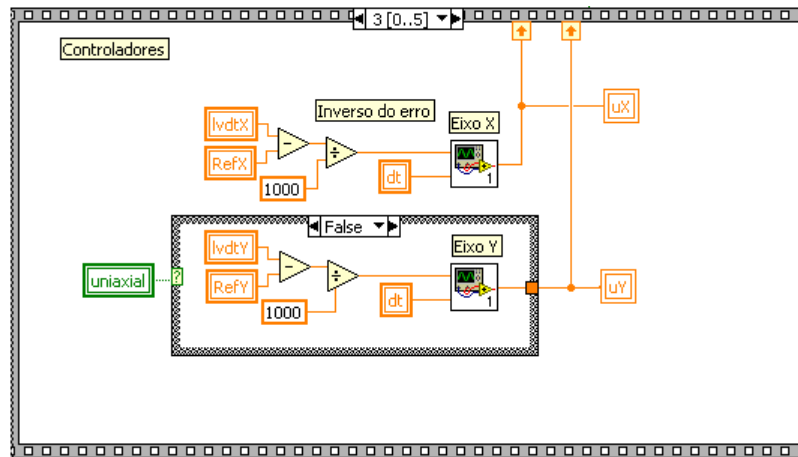


Figura 94 – Algoritmo de controlo dos eixos

Por último, é efectuada a escrita dos sinais de comando nas saídas analógicas correspondentes a cada eixo, como se ilustra na figura 95.

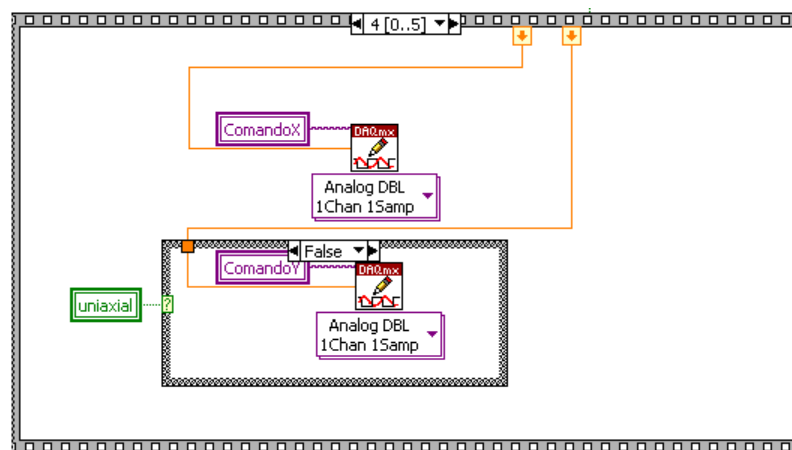


Figura 95 – Escrita dos sinais de comando nas saídas analógicas

Mais uma vez, no caso de um ensaio uniaxial não é efectuada a escrita do sinal de comando do actuador Y.

O *loop* de maior prioridade é executado a uma frequência de 1 kHz em concorrência com o *loop* de menor prioridade, dando resposta à necessidade de uma frequência de amostragem superior à que existia, que era de 100 Hz. O *loop* de menor prioridade, e não determinístico, é executado à frequência bem mais baixa de 20 Hz e encontra-se ilustrado na figura 96.

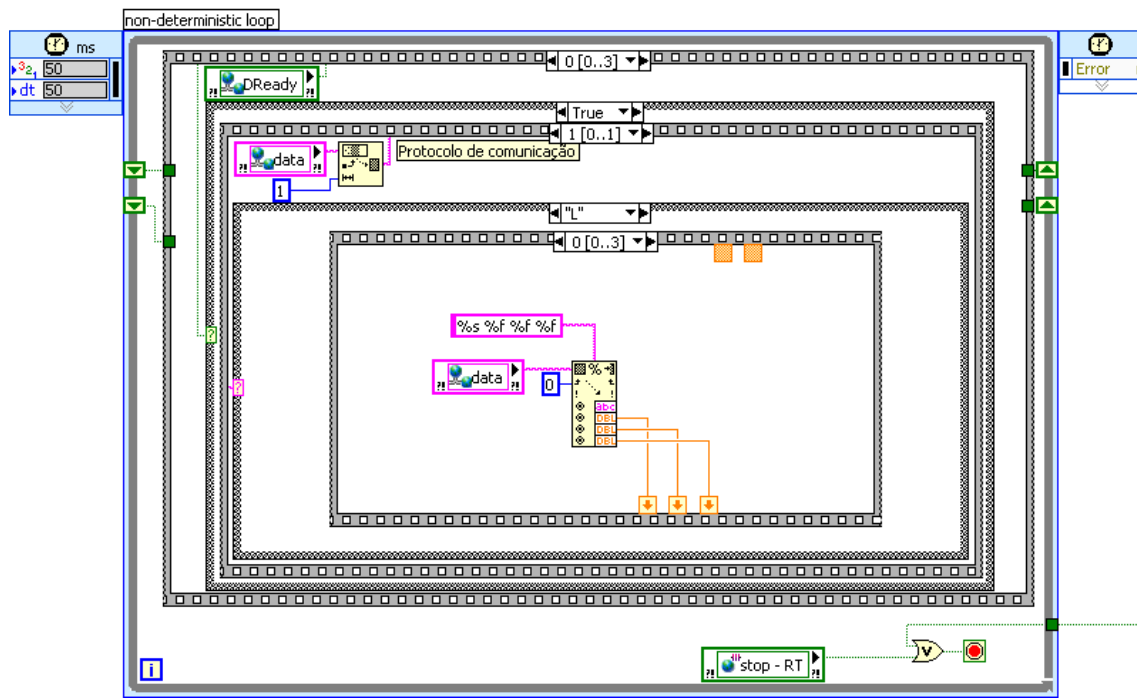


Figura 96 – Aplicação *target*: loop de menor prioridade

A responsabilidade deste *loop* prende-se exclusivamente com a comunicação com o *host*. Para isso, o *loop* implementa o algoritmo que estabelece o protocolo de comunicação que configura as variáveis a alterar de acordo com a ordem do utilizador. As variáveis a alterar correspondem às *Shared Variables*, do tipo *Single-Process*, que são partilhadas entre o *loop* de menor prioridade e o *loop* de maior prioridade e que configuram o modo de funcionamento dos interpoladores. Além disso, são alterados os estados das variáveis que controlam a fonte de potência hidráulica, nomeadamente a sua activação e o valor de pressão. Cada ordem do utilizador é enviada numa variável do tipo *string*, também ela uma *Shared Variable* do tipo *Network-Published*, formatada de acordo com o protocolo de comunicação.

No *loop* de menor prioridade é também enviada informação ao *host* para monitorização do ensaio. A informação enviada engloba os pontos interpolados, referências de cada um dos actuadores e respectivos sinais de comando em cada instante. Para além disso, é enviada também a informação do tempo de execução do *loop* determinístico por razões de controlo por parte do utilizador. Esta informação é enviada em conjunto num vector de *doubles* correspondente a uma *Network-Published Shared Variable*.

A figura 97 resume esquematicamente a sequência pela qual se processa a aplicação *target*:

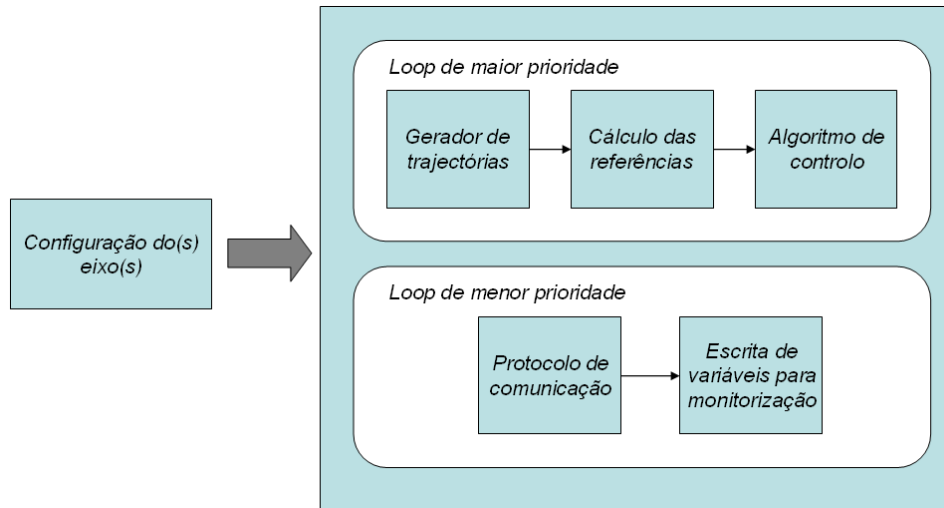


Figura 97 – Esquema da sequência de execução da aplicação *target*

7.5.3 Protocolo de comunicação

As comunicações entre *target* e *host* são efectuadas através da rede local *ethernet*, da qual os dois dispositivos são os únicos pontos de comunicação. A comunicação é bidireccional, na qual existe uma formatação específica no envio de dados do *host* para o *target*. Esses dados não são mais que as ordens criadas pelo utilizador. No sentido inverso, do *target* para o *host*, apenas são enviados dados relativos à evolução do ensaio. Tratando-se sempre do mesmo tipo de dados não necessita por isso, de nenhuma formatação especial.

O objectivo do protocolo de comunicação entre o *host* e o *target* é o de permitir identificar qual a ordem que o utilizador pretende implementar e, da trama recebida, retirar convenientemente os valores necessários para o fim previsto. Assim, usando as capacidades da versão 8.20 do software *LabVIEW*, os dados são enviados através de uma *Network-Published Shared Variable* do tipo *string*, formatada de acordo com a ordem pretendida. Para isso, é usada a função *Format Into String*, presente na secção de *strings* do *LabVIEW*. Essa função é ilustrado na figura 98.

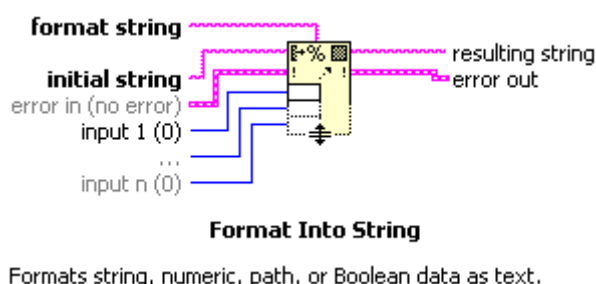


Figura 98 – Função *Format Into String* do *LabVIEW*

A leitura da *string* do lado do *target* é feita com uma função análoga designada de *Scan From String* presente na mesma secção e é ilustrada na figura 99.

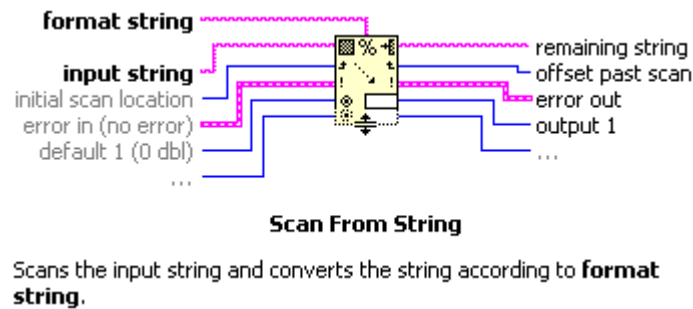


Figura 99 – Função *Scan From String* do *LabVIEW*

Assim, para cada uma das ordens possíveis está prevista uma organização de todos os dados a enviar para o *target*, segundo o descrito na tabela 7.

Tabela 7 – Protocolo de comunicação

<i>Ordem a implementar</i>	<i>Formatação da string a enviar</i>
Configuração dos eixos a usar	<p>“E”, <i>eixoX</i>, <i>eixoY</i></p> <p><i>eixoX</i> = nº do actuador a utilizar no eixo X</p> <p><i>eixoY</i> = nº do actuador a utilizar no eixo Y</p>
Activar/Desactivar a pressão do sistema	<p>Activar – “P”</p> <p>Desactivar – “Q”</p>
Alterar o valor da pressão do sistema	<p>“S”, <i>valor_pressão</i></p>
Activar/Desactivar os eixos	<p>Activar – “A”</p> <p>Desactivar – “B”</p>
Implementar trajectória linear	<p>“L”, <i>posiçãoX</i>, <i>posiçãoY</i>, <i>velocidade</i></p>
Implementar trajectória elíptica	<p>“F”, <i>parâmetro_B</i>, <i>parâmetro_incr</i>, <i>parâmetro_e</i></p>
Alterar velocidade	<p>Se trajectória linear:</p> <p>“V”, <i>posiçãoX</i>, <i>posiçãoY</i>, <i>velocidade</i></p> <p>Se trajectória elíptica:</p> <p>“V”, <i>parâmetro_B</i>, <i>parâmetro_incr</i>, <i>parâmetro_e</i></p>
Paragem/Arranque do ensaio	<p>Paragem – “S”</p> <p>Arranque – “I”</p>
Desligar a aplicação global	<p>“Z”</p>

Quando o *host* pretende enviar uma ordem, este gera a *string* colocando o seu valor de acordo com o protocolo e altera o estado de uma outra *network-published shared variable* do

tipo *boolean*, denominada *DReady*. O *target*, ao verificar a alteração de estado de *DReady*, procede à leitura da *string* e age de acordo com os dados recolhidos. É o *target* que volta a colocar *DReady* no estado inicial para futuras ordens a enviar. Como exemplo, é apresentada a seguinte formatação para a *string* de envio das ordens do utilizador:

‘L, 20, 10, 2’

Esta *string* tem como objectivo configurar o interpolador linear, ‘L’, de modo a que este gere uma trajectória linear entre o ponto actual e o ponto de coordenadas ‘(20,10)’, referenciado em S_I , com uma velocidade de 2 mm/s, ‘2’.

7.6 Teste experimental

Para a recolha de dados experimentais, procurando aferir o desempenho da aplicação desenvolvida, o sistema de ensaios biaxiais foi montado com os dois actuadores hidráulicos previstos: o actuador 3 foi montado na orientação do eixo X; o actuador 2 foi montado na orientação do eixo Y. Visto não se tratar propriamente de um ensaio real sobre um pilar em betão armado, no lugar deste foram montados paralelamente dois perfis H em aço, sobre uma base em Neoprene. A figura 100 mostra a montagem descrita.



Figura 100 – Montagem realizada para teste da aplicação de controlo

Foi tido em conta o facto de os dois actuadores necessitarem de estar ligados ambos à mesma cota nos dois perfis H, de modo a minimizar o erro de medição e a estar mais de acordo com a geração de trajectórias implementada na aplicação.

As coordenadas do ponto central da secção formada pelos dois perfis H, ponto que deve seguir a trajectória pretendida, foram medidas usando dois *encoders* de fio, cada um na orientação de cada um dos eixos X e Y. Na figura 101 é mostrado o modo de medição.



Figura 101 – Modo de medição do ponto de seguimento das trajectórias

Através da figura 101, verifica-se que os pontos de aplicação das forças e o ponto medido pelos *encoders* não se encontra no mesmo plano horizontal, o que só por si já origina erros na medição. Esses erros são resultantes do efeito de alavanca, evidenciado aquando da flexão dos dois perfis H. Além disso, estando o corpo dos *encoders* fixo na estrutura do sistema de ensaios, faz com que a distância real percorrida ao longo de cada um dos eixos X e Y seja ligeiramente diferente da medida. As figuras 102 e 103 permitem ter uma melhor percepção dos erros envolvidos nas medições das coordenadas do ponto central.

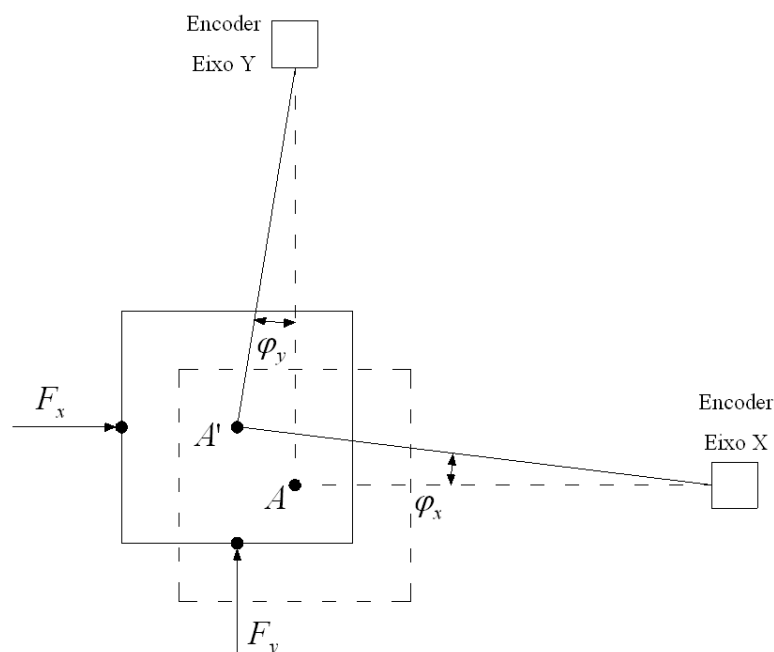


Figura 102 – Erro na medição no plano horizontal

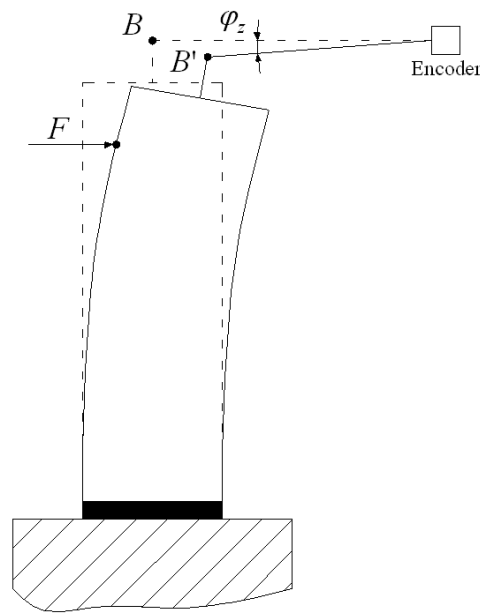


Figura 103 – Erro na medição do plano vertical

Na figura 102 é representado esquematicamente o movimento do ponto central desde o ponto inicial A até ao ponto A' . No ponto A ambos os fios dos *encoders* encontram-se na perpendicular entre si. Durante o movimento, os fios vão sofrendo uma rotação correspondente aos ângulos φ_x e φ_y fazendo com que a distância medida seja ligeiramente superior à distância real.

Na figura 103 é representado o movimento do ponto central medido, desde o ponto B ao ponto B' , paralelo a um dos eixos. No ponto B o fio do *encoder* encontra-se alinhado com o respectivo eixo, no entanto, durante o movimento, este sofre uma rotação correspondente ao ângulo φ_z , originando também um ligeiro erro na medição.

Assim, os erros obtidos são originados pela combinação dos movimentos anteriormente referidos juntamente com o facto de os perfis H, usados para simular o provete, não terem algo que os impeça de rodar em torno do eixo do conjunto. Tendo todos estes factores em conta, foram obtidos dados referentes ao seguimento de uma trajectória elíptica, seguida de uma trajectória circular, finalizando com uma trajectória quadrangular. Todas estas trajectórias estão de acordo com as capacidades pretendidas pela nova aplicação de controlo, tendo sido todas impostas num mesmo ensaio. A figura 104 mostra as medições efectuadas relativas às trajectórias 2D.

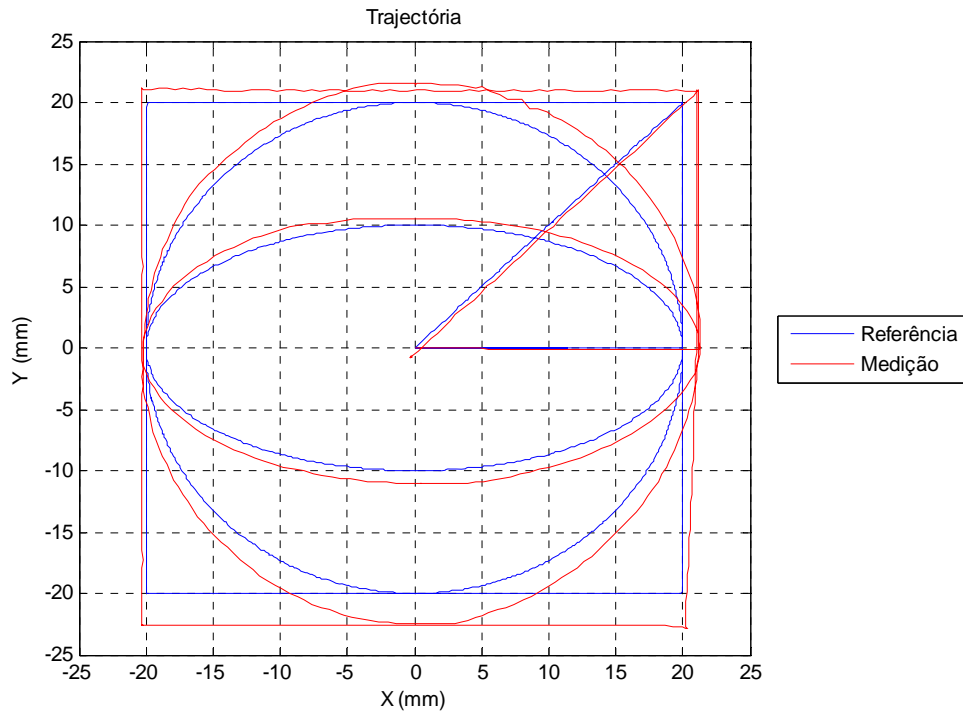


Figura 104 – Medição de trajectórias 2D

As referências dadas a cada um dos actuadores durante o teste experimental, assim como os respectivos erros e sinais de comando, são ilustrados nas figuras 105, 106 e 107.

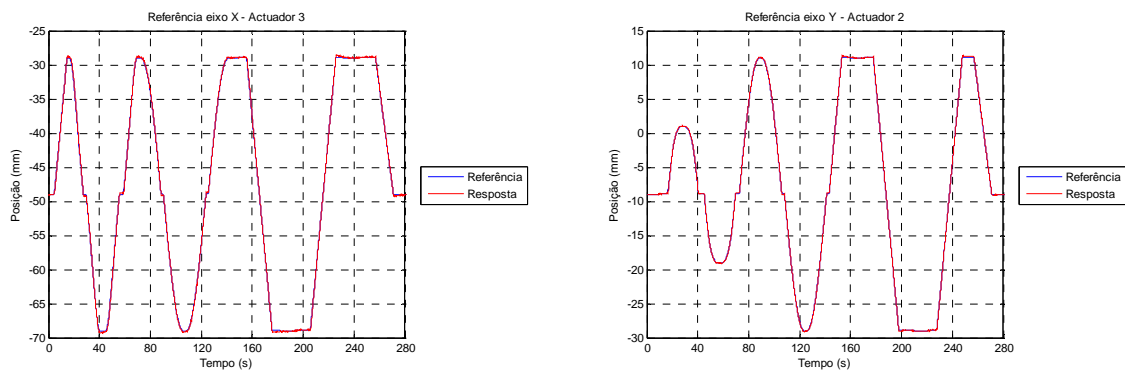


Figura 105 – Referências dadas aos actuadores no teste experimental

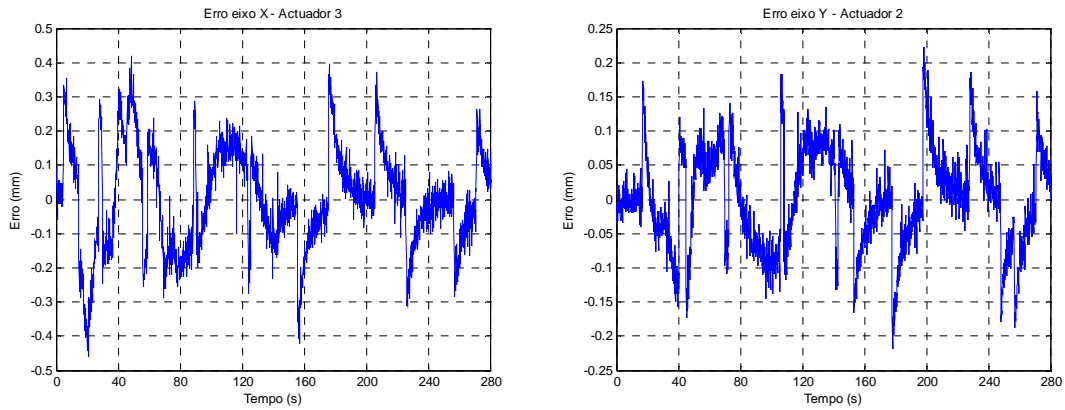


Figura 106 – Erros de seguimento de trajectória obtidos no teste experimental

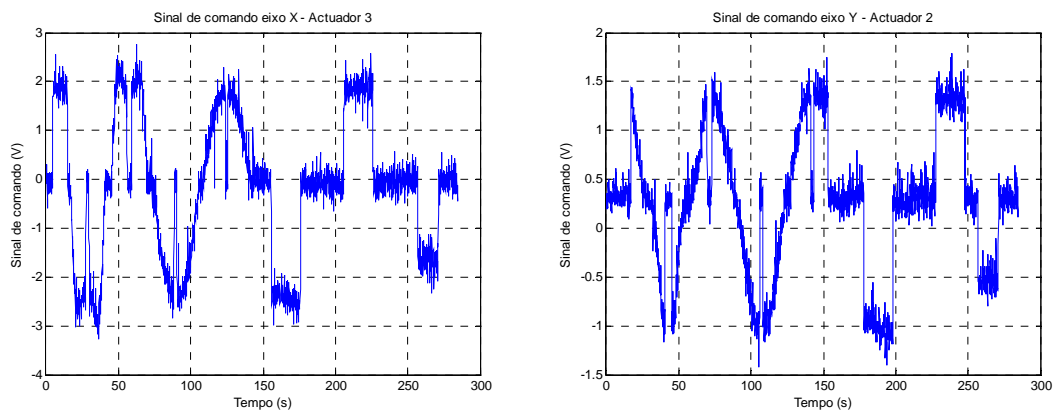


Figura 107 – Sinais de comando obtidos no teste experimental

Na figura 104 é visível a discrepância entre a trajectória pretendida e a trajectória medida. No entanto, e tendo em conta os erros inerentes ao método de medição já explicados, os resultados permitem de alguma forma validar os algoritmos dos interpoladores implementados. Além disso, estes resultados mostram a necessidade de implementar um método adequado para a medição, que foi idealizado e adoptado numa fase muito tardia deste trabalho dadas as condições de tempo muito limitadas em que este deve ser realizado. Uma forma de minimizar o erro na medição seria colocar o ponto de medição no mesmo plano de aplicação das forças, diminuindo o efeito de alavanca verificado.

Em relação ao desempenho dos actuadores, verifica-se, através da figura 106, que estes conseguem seguir suficientemente bem as referências impostas. No eixo X, o erro de seguimento é superior ao do eixo Y, facto que é explicado pelo maior ganho estático do actuador 2 em relação ao actuador 3. Quanto ao sinal de comando, verifica-se que, apesar do ruído presente, possui um andamento estável.

8 Conclusões e trabalhos futuros

A realização deste trabalho permitiu desenvolver competências no campo dos servomecanismos, nomeadamente nos sistemas electro-hidráulicos. O desenvolvimento de um modelo matemático do sistema hidráulico mostrou ser um exercício fundamental para o aprofundamento do conhecimento deste tipo de tecnologia. Conhecendo o comportamento de variáveis, que na realidade são de difícil medição ou até impossível, permite elucidar a compreensão do sistema hidráulico, sendo isso possível apenas em simulação. Além disso, os problemas encontrados no sistema implementado, serviram para aprender quais os requisitos e os cuidados a ter no projecto de uma solução hidráulica para um servomecanismo.

O estudo da cinemática realizado no sistema de ensaios biaxiais, permitiu ter uma melhor percepção dos seus problemas de implementação. Considerando a estrutura do sistema de ensaios actual, terá que ser feito ainda um estudo cuidado para alcançar uma solução biaxial que garanta o rigor exigido na execução dos ensaios. As acções sobre o provete originam movimentos não desejáveis nos actuadores, como sendo a variação de plano onde se aplicam as forças, que induzem erros na geração das trajectórias. A compensação desses erros no algoritmo de geração de trajectórias seria algo complexo e, talvez, limitado na exactidão alcançada, sendo necessário o conhecimento rigoroso de toda a geometria do sistema.

A utilização de apenas dois actuadores para a imposição da trajectória revela-se insuficiente para garantir um correcto posicionamento do provete. O estudo da cinemática permitiu concluir que, dessa forma, não existem eixos de actuação suficientes para garantir uma solução única no posicionamento. Duas soluções possíveis de principio foram apresentadas: uma solução implementa um sistema mecânico em paralelogramo para impor a orientação de uma das faces do provete; outra solução passa por adicionar mais um eixo de actuação ao sistema, através de um actuador hidráulico, sendo possível impor de forma controlada, a orientação do provete. No primeiro caso, é implementado um sistema passivo que apenas restringe a rotação do provete, enquanto que no segundo caso existe um sistema activo de orientação do provete.

O desenvolvimento da aplicação de controlo permitiu consolidar conceitos importantes relacionados com a implementação de controladores em tempo discreto, aquisição de dados e a sua manipulação em software. A aplicação criada, apesar de ainda exigir algum desenvolvimento, permite resolver dois problemas que se levantaram no início do trabalho. A primeira questão, e um dos principais objectivos do trabalho, prende-se com a

geração das trajectórias pretendidas para os ensaios biaxiais. Através da configuração a alto nível dos parâmetros dos interpoladores, é possível gerar trajectórias rectilíneas e trajectórias elípticas num plano, garantindo o sincronismo dos dois actuadores. A segunda questão, foi verificada durante a realização do trabalho, e está relacionada com a frequência de amostragem usada na aplicação de controlo de ensaios uniaxiais. O estudo da dinâmica dos actuadores hidráulicos permitiu concluir que à frequência que estava a ser usada, 100 Hz, haveria problemas de *aliasing* que não permitia um controlo adequado do actuador, podendo por em causa a estabilidade do sistema. Usando uma filosofia de aplicação distribuída, com a ajuda das *shared variables* do software *LabVIEW 8.20*, foi possível criar uma aplicação de execução mais eficiente, com controlo de eixos a uma frequência de amostragem de 1 kHz.

Para o teste da aplicação global de controlo desenvolvida, o sistema de ensaios biaxiais foi montado com a simulação de um provete através de dois perfis H em aço numa base em Neoprene que garantia alguma mobilidade. Os dados medidos, apesar de conterem erros inerentes ao processo de medição, permitiram verificar o desempenho correcto do gerador de trajectórias, assim como da aplicação global. Como trabalho futuro, pretende-se melhorar o método de medição das trajectórias, definindo o ponto de medição no plano de aplicação das forças. Além disso, pode-se melhorar o processo de geração de trajectórias, implementando um algoritmo de compensação dos erros dos actuadores para minimização dos mesmos.

O algoritmo de controlo implementado na aplicação global baseia-se num controlador PI que garante o comportamento do sistema adequado aos ensaios a realizar. Apesar das tentativas de implementar um controlador CRONE de fase constante, de modo a dar robustez, não se conseguiu atingir um comportamento estável do sistema real, por limitação de tempo. A principal causa de instabilidade, aparenta ser o ruído presente nos sinais de posição dos actuadores, devendo, por isso, ser feito um estudo mais aprofundo de modo a caracterizar o seu conteúdo frequencial. Além disso, a robustez deverá ser mais facilmente conseguida usando teorias de controlo mais elaboradas, que permitam definir a largura de banda própria do controlador, tais como *QFT* ou H_∞ .

9 Bibliografia

[Dörr86] Dörr, H., Ewald, R., Hutter, J., Kretz, D., Liedhegener, F., Schmitt, A., Reik, M. (1986). *The Hydraulic Trainer Volume 2 – Proportional and Servo Valve Technology*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, Alemanha.

[Ferreira03] Ferreira, J. A. (2003), *Modelação de Sistemas Hidráulicos para Simulação com Hardware-in-the-loop*. Dissertação de Doutoramento, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, Portugal

[Ferreira02] Ferreira, J. A., Gomes de Almeida, F. e Quintas, M. R. (2002). *Semi-empirical model for a hydraulic servo-solenoid valve*. In Proc. Instn Mech. Engrs, Part I, Journal of Systems and Control Engineering, vol. 216, pp. 237-248.

[Hartenberg64] Hartenberg, R. S., Denavit, J. (1964), *Kinematic Synthesis of Linkages*. McGraw Hill, New York.

[Keller78] Keller, G. R. (1978), *Hydraulic Systems Analysis*. Publicado pelos editores de *Hydraulics & Pneumatics*.

[Silva04] Silva, I. M. (2004). *Controlo robusto de ordem não inteira de um eixo linear electro-hidráulico com forte atrito*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal.

[Merritt67] Merritt, H. E. (1967), *Hydraulic control systems*. John Willey & Sons, New York.

[Niksefat01] Niksefat, N., Sepehri, N. (2001). *Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties*. In IEEE Control Systems Magazine, pp. 66-77.

[Oustaloup91] Oustaloup, A. (1991). *La commande CRONE – Commande robust d'ordre non entiere*. Hermès, Paris, França.

[Quintas99] Quintas, M. R. (1999), *Contribution à la modélisation et à la comande robuste des systèmes electrohydrauliques*. Dissertação de Doutoramento, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, França.